

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-115014

(P2004-115014A)

(43) 公開日 平成16年4月15日(2004.4.15)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

B60K 7/00  
B60G 13/16  
F16F 15/02  
H02K 7/14

F1

B60K 7/00  
B60G 13/16  
F16F 15/02  
H02K 7/14

C

テーマコード(参考)

3D001  
3D035  
3J048  
5H607

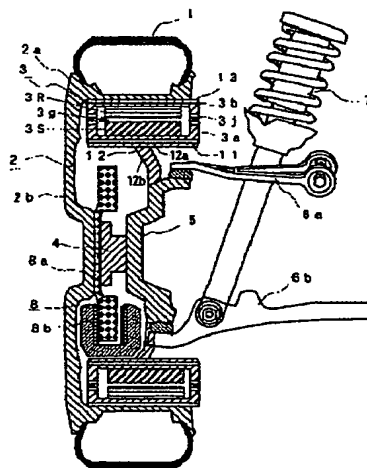
審査請求 未請求 請求項の数 58 O L (全 55 頁)

(21) 出願番号 特願2003-345710(P2003-345710)  
(22) 出願日 平成15年10月3日(2003.10.3)  
(62) 分割の表示 特願2002-581220(P2002-581220)  
の分割  
原出願日 平成14年4月15日(2002.4.15)  
(31) 優先権主張番号 特願2001-117110(P2001-117110)  
(32) 優先日 平成13年4月16日(2001.4.16)  
(33) 優先権主張国 日本国(JP)  
(31) 優先権主張番号 特願2001-132342(P2001-132342)  
(32) 優先日 平成13年4月27日(2001.4.27)  
(33) 優先権主張国 日本国(JP)  
(31) 優先権主張番号 特願2001-160686(P2001-160686)  
(32) 優先日 平成13年5月29日(2001.5.29)  
(33) 優先権主張国 日本国(JP)

(71) 出願人 000005278  
株式会社ブリヂストン  
東京都中央区京橋1丁目10番1号  
(74) 代理人 100080296  
弁理士 宮園 純一  
(72) 発明者 長屋 豪  
東京都小平市小川東町3-1-1 株式会  
社ブリヂストン技術センター内  
Fターム(参考) 3D001 AA02 BA03 CA01 DA01 DA04  
DA05  
3D035 DA02 DA03  
3J048 AA01 AA02 AB01 BA02 BE02  
DA01 DA06 EA15

最終頁に続く

(54) [発明の名称] インホイールモータの取付方法及びインホイールモータシステム



本発明は、ダイレクトドライブホイールを駆動輪とする車輛において用いられるインホイールモータシステムとインホイールモータの取付方法に関するものである。

近年、電気自動車などのモータによって駆動される車輛においては、スペース効率の高さや、駆動力の伝達効率の高さから、モータを車輪に内蔵するインホイールモータシステムが採用されつつある。

図78は、従来の中空形状のアウターロータ型ダイレクトドライブモータ（インホイールモータ）70の取付け状態を示す図で、このインホイールモータ70においては、ステータ70Sは固定部であるアップライト71に連結・支持されて、ダイレクトドライブホイール72のホイールディスク73の内側に配置されており、上記ホイールディスク73に連結された回転軸74とは軸受け74Jにより結合されている。また、上記ステータ70Sの外周側に配置されたロータ70Rは、上記回転軸74と結合された第1のブラケット75aと、上記アップライト71と軸受け71Jを介して回転可能に固定された第2のブラケット75bとにより支持されている。これにより、ロータ70Rがステータ70Sに対して回転可能に結合されるので、インホイールモータ70を駆動することにより、ホイール72に回転力を伝達することができ、ホイール72をダイレクトドライブすることが可能となる（例えば、特許文献1参照）。

また、インホイールモータの取付け方としては、図79に示すように、ホイール81に固定されたハウジング82の内側に、磁気手段（永久磁石）80Mを有するロータ80Rを搭載し、上記磁気手段80Mの内側に、コイル80Cを有するステータ80Sを配置し、このステータ80Sをナックル83に連結された中空状のシャフト84に固定的に取付けるとともに、上記ハウジング82の内側及び外側の側壁82a、82bを、軸受け84a、84bを介して上記ステータ80Sと結合することにより、インホイールモータ80のロータ80Rを、ステータ80Sに対して回転可能に結合する方法（例えば、特許文献2参照）や、図80に示すように、インホイールモータ90のステータ90Sを、軸受け91を介してハブ部92と接合されたステアリングナックル93に固定するとともに、ホイール94のリム部94aをモータのロータとして機能させて、このロータ（リム部94a）とステータ90Sとを回転可能に結合する方法（例えば、特許文献3参照）などが提案されている。

> 一方、足回りにバネ等のサスペンション機構を備えた車輛においては、一般に、ホイールやナックル、サスペンションアームといったバネ下に相当する部品の質量、いわゆるバネ下質量が大きい程、凹凸路を走行したときにタイヤの接地力が変動し、ロードホールディング性が悪化する。

また、車輛のボディといった、いわゆるバネ上質量が小さい場合にもロードホールディング性が悪化する。このため、ロードホールディング性を向上させるには、バネ上質量に対するバネ下質量の低減が必須である。

5> しかしながら、インホイールモータにおいては、上述したように、モータステータ部分が車輛の足回りを構成する部品の一つである。アップライトまたはナックルと呼ばれる部品に接続するスピンドル軸に回転可能に固定されるため、上記インホイールモータの搭載によりバネ下質量が増加してしまいロードホールディング性が悪化してしまうといった問題点があった。

そのため、インホイールモータ車が、基本的にスペース効率や駆動力の伝達効率に優れ、電気自動車としては魅力的なパッケージングでありながら、現在でも採用例が極めて少ない。

6> 本発明は、従来の問題点に鑑みてなされたもので、車輛のタイヤ接地力の変動を低減して、車輛のロードホールディング性を向上させることのできるインホイールモータの取付方法とインホイールモータシステムを提供することを目的とする。

7> 本発明の請求項1に記載のインホイールモータの取付方法は、ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛バネ下部に取付けるようにしたことを特徴とする。

ここで、車輛バネ下部とは、ホイールや、ナックル、サスペンションアーム等の車輛の足回り部を構成する部材を指す。

請求項2に記載のインホイールモータの取付方法は、請求項1に記載のインホイールモータの取付方法において、上記モータの非回転側ケースとナックルとを第1の弾性体を介して結合し、回転側ケースとホイールとを第2の弾性体を介して結合したことを特徴とする。

請求項3に記載のインホイールモータの取付方法は、請求項1に記載のインホイールモータの取付方法において、上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輛の足回り部品であるナックルとを直動ガイド機構によ

り結合し、上記モータのロータを支持する回転側ケースとホイールとを、ホイールのラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合したことを特徴とする。

請求項4に記載のインホイールモータの取付方法は、請求項1に記載のインホイールモータの取付方法において、上記モータの非回転側ケースとナックルとを、ダンパーを含む直動ガイド機構を介して結合し、回転側ケースとホイールとを、第2の弾性体を介して結合したことを特徴とする。

請求項5に記載のインホイールモータの取付方法は、ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータの非回転側ケースを、緩衝装置を介して車体側に取付けるようにしたことを特徴とする。

請求項6に記載のインホイールモータの取付方法は、請求項1～請求項5のいずれかに記載のインホイールモータの取付方法において、上記取付けられたモータ部の共振周波数が、車輻バネ上部（車体）の共振周波数よりも高く、バネ下部の共振周波数よりも低い周波数となるように、上記モータを取付けるようにしたことを特徴とする。

<8> また、請求項7に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを緩衝部材または緩衝装置を介して、車輻バネ下部及び車体側のいずれか一方、あるいは、両方に取付けて成ることを特徴とするものである。

請求項8に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、モータとホイールとを、等速ジョイント、あるいは、ホイールのラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合したものである。

請求項9に記載のインホイールモータシステムは、請求項8に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記駆動力伝達機構を、複数枚の中空円盤状のプレートと、隣接する上記プレート間を結合するとともに、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイドとを備えたカップリング機構により構成したものである。

請求項10に記載のインホイールモータシステムは、請求項7～請求項9のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輻の足回り部品であるナックルとを直動ガイド機構により結合したものである。

請求項11に記載のインホイールモータシステムは、請求項7～請求項10のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータの非回転側ケースとナックル間、及び、回転側ケースとホイール間の少なくとも一方あるいは両方に緩衝部材または緩衝装置を設けたものである。

<9> 請求項12に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輻の足回り部品であるナックルとを第1の弾性体を介して結合するとともに、ロータを支持する回転側ケースとホイールとを第2の弾性体を介して結合したものである。

請求項13に記載のインホイールモータシステムは、請求項12に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第1及び第2の弾性体の少なくとも一方あるいは両方を、空気バネにより構成したものである。

請求項14に記載のインホイールモータシステムは、請求項12に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第2の弾性体を円筒状とするとともに、この円筒の一端をホイールに結合させ、他端を回転側ケースに結合させたものである。

請求項15に記載のインホイールモータシステムは、請求項12に記載のインホイールモータシステムにおいて、ホイールと回転側ケースとを、ホイール接線方向と平行に等間隔で配置された16個以下の略板状弾性体によって結合させたものである。

請求項16に記載のインホイールモータシステムは、請求項15に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記板状弾性体の幅方向の両端面に、モータの接線方向を軸とした回転継ぎ手機構を設けたものである。

請求項17に記載のインホイールモータシステムは、請求項12に記載のインホイールモータシステムにおいて、回転側ケースからホイール部方向に伸びるリブと、ホイールから回転側ケース方向に伸びるリブとを、複数箇所において、弾性体で結合したものである。

請求項18に記載のインホイールモータシステムは、請求項12～請求項17のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第1及び第2の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を1MPa～120MPaとしたものである。

請求項19に記載のインホイールモータシステムは、請求項12～請求項17のいずれかに記載のインホイール

モータシステムにおいて、上記第1及び第2の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を10GPa～300GPaとしたものである。

請求項20に記載のインホイールモータシステムは、請求項12～請求項19のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第1の弾性体の、車輻に対して上下方向の弾性率を前後方向の弾性率よりも低くしたものである。

請求項21に記載のインホイールモータシステムは、請求項12～請求項20のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第1の弾性体に代えて、上記非回転側ケースを、スプリング及びダンパーを備えた直動ガイド機構を介してナックルに結合させたものである。

請求項22に記載のインホイールモータシステムは、請求項12～請求項21のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記回転側ケースを、等速ジョイントを介してホイールに結合させたものである。

請求項23に記載のインホイールモータシステムは、上記請求項22に記載のインホイールモータシステムにおいて、第2の弾性体をモータ輻方向における上記モータの質量中心位置に取付けるようにしたものである。

請求項24に記載のインホイールモータシステムは、請求項12～請求項21のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記回転側ケースを、複数枚の中空円盤状のプレートと、隣接する上記プレート間を結合するとともに、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイドとを備えたカップリング機構を介して、ホイールに結合させたものである。

請求項25に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輻の足回り部品であるナックルと結合させるとともに、モータの回転側ケースを、複数枚の中空円盤状のプレートと、隣接する上記プレート間を結合させるとともに、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイドとを備えたカップリング機構を介して、ホイールと結合させたものである。

請求項26に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輻の足回り部品であるナックルと結合させるとともに、モータの回転側ケースを、モータ側とホイール側とにそれぞれ複数の直動ガイドを備えた中空円盤状のプレートを介して、ホイールと結合させたものである。

請求項27に記載のインホイールモータシステムは、請求項26に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記直動ガイドを中空円盤状のプレートの周上に90°または180°間隔で、かつ、上記プレートの表、裏の同位置にそれぞれ配置したものである。

請求項28に記載のインホイールモータシステムは、請求項27に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータ側の全ての直動ガイドの移動方向を中空円盤状のプレートの径方向に対して45°方向とし、上記ホイール側の全ての直動ガイドの移動方向を、上記モータ側の直動ガイドの移動方向に対して直交する方向としたものである。

請求項29に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輻の足回り部品であるナックルと結合させるとともに、モータの回転側ケースを、モータ側とホイール側とにそれぞれ複数の直動ガイドを備えた第1の中空円盤状のプレートと、この第1の中空円盤状のプレートの内側に配設され、複数の直動ガイドが上記第1の中空円盤状のプレートとは表、裏逆に配置された第2の中空円盤状のプレートとを介して、ホイールと結合させたものである。

請求項30に記載のインホイールモータシステムは、請求項29に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記直動ガイドを第1及び第2の中空円盤状のプレートの周上にそれぞれ90°または180°間隔で、かつ、上記プレートの表、裏の同位置にそれぞれ配置するとともに、上記第1及び第2の中空円盤状のプレートのモータ側の全ての直動ガイドの移動方向を上記各プレートの径方向に対して45°方向とし、上記各プレートのホイール側の全ての直動ガイドの移動方向を、上記モータ側の直動ガイドの移動方向に対して直交する方向としたものである。

請求項31に記載のインホイールモータシステムは、請求項30に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第1及び第2の中空円盤状のプレートの質量を等しくしたものである。

請求項32に記載のインホイールモータシステムは、請求項24～請求項31のいずれかに記載のインホイール

モータシステムにおいて、上記直動ガイドを、上記プレートのラジアル方向に延長する少なくとも1つの凹部あるいは凸部を有するガイドレールと、このガイドレールに係合するガイド部材とから構成したものである。

請求項33に記載のインホイールモータシステムは、請求項32に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記ガイドレール及びガイド部材間に鋼球を配設したものである。

請求項34に記載のインホイールモータシステムは、請求項24～請求項31のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記プレートの互いに対向する面に、ラジアル方向に切り取られた溝を設けるとともに、上記プレート間に、上記溝に沿って移動可能な鋼球を配設して、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内するようにしたものである。

請求項35に記載のインホイールモータシステムは、請求項24～請求項34のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記プレートの枚数をNとしたとき、プレートの軸方向に隣り合う上記直動ガイドあるいは溝同士の間隔が、端部から $180^\circ / (N-1)$ 度ずつ進角するように、上記プレートを配置したものである。

<12>

請求項36に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータを支持する非回転側ケースと車輪の足回り部品であるナックルとを、一方のアームの端部が上記非回転側ケースに結合し、他方のアームの端部が車輪の足回り部品であるナックルに結合した、互いに回転可能に結合された2本のアームを有し、かつ、上記2本のアームをバネ及びダンパーにより結合して成る、少なくとも1組の略A型またはH型のリンク機構を備えた緩衝部材により結合させたものである。

請求項37に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、車軸式サスペンション機構を備えるとともに、上記モータのステータを支持する非回転側ケースと車軸とを、一方のアームの端部が上記非回転側ケースに結合し、他方のアームの端部が車軸に結合した、互いに回転可能に結合された2本のアームを有し、かつ、上記2本のアームをバネ及びダンパーにより結合して成る、少なくとも1組の略A型またはH型のリンク機構を備えた緩衝部材により結合させたものである。

請求項38に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記非回転側ケースとナックルとを、直動ガイドを介して互いに車輪上下方向に作動方向が限定された2枚のプレートにより結合するとともに、上記2枚のプレートを車輪上下方向に作動するバネ及びダンパーにより結合したものである。

<13>

請求項39に記載のインホイールモータシステムは、請求項7に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを直動ガイド及び緩衝装置を介して車輪の足回り部品であるナックルと車輪上下方向に揺動可能に支持するとともに、上記緩衝装置を、油圧シリンダとリザーバータンク間にバルブを備えた構造としたものである。

請求項40に記載のインホイールモータシステムは、請求項39に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブとリザーバータンクとを備えた作動油流路を有するものである。

請求項41に記載のインホイールモータシステムは、請求項39に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブを備えた作動油流路を有し、かつ、上記2つの作動油流路が共通のリザーバータンクに接続されているものである。

請求項42に記載のインホイールモータシステムは、請求項39に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブを備えた作動油流路により連結され、かつ、ピストン下室にリザーバータンクが接続されているものである。

請求項43に記載のインホイールモータシステムは、請求項7～請求項42のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、ハブ部に、車輪の動力機関出力軸との連結機構を備えたものである。

請求項44に記載のインホイールモータシステムは、請求項7～請求項43のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータをアウトロータ型モータとしたものである。

請求項45に記載のインホイールモータシステムは、請求項7～請求項43のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータをインナーロータ型モータとしたものである。

<14>

請求項46に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合わせたギヤードモータとし、このギヤードモータの非回転側ケースと車輪の足回り部品であるナックルとを、緩衝部材を介して結合するとともに、減速機出力軸とホイールとを、自在継手を有するシャフトにより連結したこと

を特徴とするものである。

請求項47に記載のインホイールモータシステムは、請求項46に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記非回転側ケースとナックルとの間に、上記モータを上下方向に案内する直動ガイドを設けたものである。

請求項48に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、径方向内側が開放された第1の環状のケースと、この第1の環状のケースの径方向内側に、上記第1の環状のケースと同心円状に配置された、径方向外側が開放された第2の環状のケースのうち、一方のケースにモータステータを取付けてこれを非回転側ケースとし、他方のケースに上記モータステータと所定の間隔を隔ててモタロータを取付けてこれを回転側ケースとし、上記非回転側ケースと回転側ケースとを軸受けを介して回転可能に連結するとともに、上記非回転側ケースを車輛の足回り部品であるナックルに結合させ、上記回転側ケースをホイールに結合させたことを特徴とするものである。

請求項49に記載のインホイールモータシステムは、請求項48に記載のインホイールモータシステムにおいて、中空形状のアウターロータ型モータのステータを支持する非回転側ケースを、車輛の足回り部品であるナックルに結合させ、ロータを支持する回転側ケースをホイールに結合させるとともに、モータの内側にホイール支持機構を備えたことを特徴とするものである。

請求項50に記載のインホイールモータシステムは、請求項49に記載のインホイールモータシステムにおいて、回転側ケースをホイールに内接させるとともに、上記ナックルと上記ホイールの回転軸に連結されるハブ部とを、上記中空形状のモータの内側に設けられたハブベアリングを介して結合させて、上記ホイールを支持するようにしたものである。

請求項51に記載のインホイールモータシステムは、請求項49または請求項50に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記回転側ケースを弾性体を介してホイールに結合させたものである。

請求項52に記載のインホイールモータシステムは、請求項51に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記弾性体を構成する材料の縦弾性係数を $1\text{MPa} \sim 120\text{MPa}$ としたものである。

請求項53に記載のインホイールモータシステムは、請求項48～請求項52のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、ハブ部に、ブレーキディスクまたはブレーキドラムを装着したものである。

請求項54に記載のインホイールモータシステムは、請求項48～請求項52のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、ハブ部に、車載の動力機関出力軸との連結機構を備えたものである。

請求項55に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、直動ガイド及び緩衝部材を介して車輛の足回り部品であるナックルに対して車輛上下方向に支持し、かつ、直動ガイド及び緩衝部材を介して、上記ナックルに対して車輛前後方向にも支持するとともに、モータの回転側ケースとホイールとを、直交カップリングまたは等速ジョイントを介して偏心可能に結合したことを特徴とするものである。

請求項56に記載のインホイールモータシステムは、請求項55に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータをアウターロータ型モータとしたものである。

請求項57に記載のインホイールモータシステムは、請求項55に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータをインナーロータ型モータとしたものである。

請求項58に記載のインホイールモータシステムは、車輪部に電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合せたギヤードモータとし、このギヤードモータの非回転側ケースを、直動ガイド及び緩衝部材を介して、車輛の足回り部品であるナックルに対して車輛上下方向に支持し、かつ、直動ガイド及び緩衝部材を介して、上記ナックルに対して車輛前後方向にも支持するとともに、減速機出力軸とホイールとを、自在継手を有するシャフトにより連結したことを特徴とするものである。

本発明によれば、ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータを緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛のバネ下部に取付け、インホイールモータをバネ下質量に対してダイナミックダンパーのウエイトとして作用させるようにしたので、車輛の凹凸路走行時における接地力の変動レベルを低減することができ、車輛のロードホールディング性を向上させることができるとともに、インホイールモータへの振動負荷を低減させることができる。

以下、本発明の最良の形態について、図面に基づき説明する。

## 最良の形態 1.

図 1、図 2 は、本最良の形態 1 に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、図 1 は縦断面図、図 2 は正面断面図である。各図において、1 はタイヤ、2 はリム 2 a とホイールディスク 2 b とから成るホイール、3 は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース 3 a に固定されたモータステータ（以下、ステータという）3 S と、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け 3 j を介して上記非回転側ケース 3 a に対して回転可能に固定された回転側ケース 3 b に固定されたモータロータ（以下、ロータという）3 R とを備えたアウトロータ型のインホイールモータで、上記ロータ 3 R とステータ 3 S との間には、エアギャップ 3 g が形成されている。4 は上記ホイール 2 とその回転軸において連結されたハブ部、5 は上下のサスペンションアーム 6 a、6 b に連結されるナックル、7 はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8 は上記ハブ部 4 に装着されたブレーキロータ 8 a とブレーキキャリパー 8 b とを備えたブレーキディスクから成る制動装置である。なお、制動装置 8 としてはブレーキドラム等の他の制動装置を用いてもよい。

<19> 本例では、上記インホイールモータ 3 のステータ 3 S を固定した非回転側ケース 3 a を、ゴム等の弾性体から成る第 1 の弾性部材 1 1 と、上記第 1 の弾性部材 1 1 を半径方向内側から支持する支持部材 1 2 a 及び上記支持部材 1 2 a からナックル 5 方向に延長する複数本の腕部 1 2 b とを有する連結部材 1 2 を介して、車輛の足回り部品であるナックル 5 に結合するとともに、上記非回転側ケース 3 a と軸受け 3 j を介して回転可能に結合された、ロータ 3 R を固定した回転側ケース 3 b を、第 2 の弾性部材 1 3 を介して、ホイール 2 に結合することにより、インホイールモータ 3 をナックル 5 等の車輛足回り部の各部品に対してフローティングマウントするようにしている。

したがって、上記インホイールモータ 3 の回転軸は、ホイール 2 の回転軸とは別々に径方向に揺動可能となる。すなわち、インホイールモータ 3 は、図 3 に示すように、軸受け 3 j を介して、径方向外側と内側とに回転可能に分割されているため、上記インホイールモータ 3 の回転軸は車軸とは別個に、径方向に揺動しながら、ロータ 3 R が固定された上記回転側ケース 3 b が回転して、タイヤ 1 が装着されるホイール 2 に回転力を伝達する。

<20> 上記構成においては、インホイールモータ 3 の質量はホイール 2 やナックル 5 等の車輛のバネ下質量相当部分から切り離されるとともに、上記質量は上記バネ下質量に対して、いわゆるダイナミックダンパーのウエイトとして作用する。したがって、上記ダイナミックダンパーの作用により、車輛の凹凸路走行時におけるタイヤ接地力の変動が低減され、車輛のロードホールディング性が向上する。また、悪路走行時においても、上記インホイールモータ 3 には、直接振動が伝達されないため、インホイールモータ 3 への振動負荷が低減される。

このとき、上記取付けられたインホイールモータ 3 を含むモータ部の共振周波数を、車輛のバネ上部（車体）の共振周波数よりも高く、かつ、ホイール 2、ナックル 5 等を含むバネ下部の共振周波数よりも低くなるように、上記モータ 3 の質量や緩衝部材である第 1 及び第 2 の弾性部材 1 1、1 3 の弾性定数等を適宜選択して、上記モータ 3 を取付けることにより、車輛の凹凸路走行時における接地力の変動レベルを効果的に低減することができる。

<21> また、本構造を採ることにより、車輪毎の車輛重量は上記ハブ部 4 が支えるようになるため、インホイールモータ 3 への荷重負荷も小さくなるので、ステータ 3 S とロータ 3 R 間に形成されたエアギャップ 3 g の変動を小さくすることができる。したがって、上記非回転側ケース 3 a 及び回転側ケース 3 b の剛性を下げることができるので、インホイールモータ 3 を軽量化することができる。

また、上記第 1 の弾性部材 1 1 の径方向のバネ定数を、車輛に対して上下方向を前後方向に対して低くするように設定することにより、インホイールモータ 3 を略上下方向にのみ揺動するようにできるので、ホイール 2 とインホイールモータ 3 との連れ回りを抑制することができ、車輪の回転駆動効率を向上させることができる。

<22> 上記第 1 の弾性部材 1 1 のバネ定数を、車輛に対して上下方向を低く前後方向を高くする方法としては、例えば、図 4 に示すように、第 1 の弾性部材 1 1 として、前後方向にのみ弾性部材 1 1 a、1 1 b を配設したり、図 5 に示すように、前後方向に長軸を有する楕円状の弾性部材 1 1 c を用いるなどの方法により実現することができる。なお、上記楕円状の弾性部材 1 1 c を用いる場合には、図 5 に示すように、ナックル 5 の形状も上記弾性部材 1 1 c と同形状とする。

また、上下方向剛性を低く回転方向剛性を高くするには、材料剛性と形状剛性とをバランスさせることが重要である。本例のように、第 1 の弾性部材 1 1 及び第 2 の弾性部材 1 3 として、ゴム等の弾性材料を用いた場合、所定の剛性を得るためには、上記第 1 及び第 2 の弾性部材 1 1、1 3 を構成する材料として、縦弾性係数が  $1 \text{ MPa} \sim 120 \text{ MPa}$  である材料を用いることが好ましい。また、上記縦弾性係数が  $1 \text{ MPa} \sim 40 \text{ MPa}$  であれば、更に好ましい。

なお、上記第 1 及び第 2 の弾性部材 1 1、1 3 として、金属バネ等のバネ部材を用いる場合には、上記第 1 及び第 2 の弾性部材 1 1、1 3 を構成する材料の縦弾性係数を、 $10 \text{ GPa} \sim 300 \text{ GPa}$  とすることが好ましい。

このように、本最良の形態1では、インホイールモータ3のステータ3Sを固定する非回転側ケース3aを、ナックル5から延長する連結部材12に取付けられた第1の弾性部材11を介して、車輛の足回り部品であるナックル5に結合させ、ロータ3Rを固定する回転側ケース3bを、第2の弾性部材13を介して、ホイール2に結合させることにより、インホイールモータ3をバネ下質量に対してダイナミックダンパーのウエイトとして作用させるようにしたので、車輛の凹凸路走行時における接地力の変動レベルを低減することができ、車輛のロードホールディング性を向上させることができるとともに、インホイールモータ3への振動負荷を低減することができる。

また、本発明のインホイールモータシステムを採用することにより、スペース効率や駆動力の伝達効率に優れ、かつ車輛のロードホールディング性のよいインホイールモータ車を実現することが可能となる。

なお、上記最良の形態1では、インホイールモータ3の非回転側ケース3aを第1の弾性部材11を介してナックル5に取付け、回転側ケース3bを第2の弾性部材13を介してホイール2に取付けた場合について説明したが、上記第1及び第2の弾性部材11、13に代えて、図6に示すような、タイヤ状の環状空気バネ11T、13Tを用いるようにすれば、径方向のバネ定数が低いわりに剪断方向のバネ定数を高くすることができるので、軽量高弾性の弾性部材を構成することができる。

また、図7、図8に示すように、上記第1の弾性部材11及び連結部材12に代えて、非回転側ケース3aとナックル5とを、ダンパー14aとこのダンパー14aを車輛の上下方向に支持する支持部材14bとを備えた直動ガイド機構14により結合させるようにしてもよい。これにより、減衰力を発生しつつ、インホイールモータ3を上下運動方向に拘束することができるので、ホイール2とインホイールモータ3との連れ回りを抑制することができる、回転駆動効率を向上させることができる。

また、図9に示すように、ホイール2の周上に渡って等間隔に、回転側ケース3bからホイール2方向に伸びるロータ側リブ2mと、ホイール2から上記回転側ケース3b方向に伸びるホイール側リブ2nとを、弾性体15を介して結合させることにより、ホイール2とインホイールモータ3とを結合するバネを、上下運動は剛性の低い剪断バネ、回転方向は剛性の高い圧縮引張りバネとすることができるので、インホイールモータ3を略上下方向にのみ揺動するようにでき、ホイール2との連れ回りを更に抑制することができる。

あるいは、図10に示すように、ホイール2と回転側ケース3bとを結合する弾性体として上記第2の弾性部材13に代えて、円筒状の弾性体13Rを用い、上記弾性体13Rの一方の面13hをホイール2に結合させ、他方の面13mを回転側ケース3bに結合させるようにしてもよい。上記円筒状の弾性体13Rは、インホイールモータ3の上下運動及びトルク伝達をする際に、剪断変形を伴う剪断バネとして作用するので、回転方向には剛性が高くラジアル方向には剛性が低くなるので、回転駆動効率を向上させることができる。

また、図11(a)に示すように、ホイール2と回転側ケース3bとを、ホイール2の接線方向と平行に等間隔で配置された、複数個の略板状の弾性体13a~13dにより連結することにより、上下方向の剛性を低く、回転方向剛性を高くすることができる。すなわち、上記板状弾性体13a~13dの幅方向の両端面13w、13wをホイール2に取付けてホイール2と回転側ケース3bとを連結したときに、上記板状弾性体13a~13dの板状の面(径方向に垂直な面)13sがインホイールモータ3ないしはホイール2の回転方向に平行となるため、径方向の剛性を低くし、回転方向の剛性を高くすることができる。上記板状弾性体13a~13dは、回転方向剛性を保つように、寸法を調整しながらその数を増やしてゆくと、図12のグラフに示すように、上下方向の剛性を減少させることが可能となる。

上記上下方向の剛性は、ラジアル方向剛性の上下成分と、回転方向剛性の上下成分とに分解できる。したがって、上下方向の剛性を低減するためには、上記ラジアル方向剛性の上下成分と、回転方向剛性の上下成分とをともに下げるようにすればよいが、モータがトルクを位相差なしで伝達するためには、回転方向剛性を減少させることはできない。そこで、図11(b)に示すように、板状弾性体13a~13dの幅方向の両端面13w、13wに、モータの接線方向を軸とした回転継ぎ手機構13z、13zを設け、この回転継ぎ手機構13z、13zを介して、上記板状弾性体13a~13dをホイール2に取付けるようすれば、回転方向剛性を下げることなく、ラジアル方向剛性をなくして上下方向の剛性を低減させることが可能となる。

上記板状弾性体13a~13dは、回転方向剛性を保つようにその数を増加させて行くと、図12のグラフに示すように、上下方向の剛性も増加する。したがって、上記板状弾性体13a~13dの数として、16個以下とすることが望ましい。

なお、上記図10に示した円筒状の弾性体13Rを設けた場合についても、上記弾性体13Rの一端をホイール2に結合させる際に、上記の場合と同様に、上記のような回転継ぎ手機構を設けることにより、上下方向の剛性を低減させることができる。



<27> また、図13に示すように、ホイール2とその回転軸において連結されたハブ部4に、通常の自動車と同様に、ドライブシャフト9との連結部を設け、ハブ部4とドライブシャフト9とを連結する構成としてもよい。これにより、インホイールモータ3以外の車載の動力機関またはモータからの動力を、上記ドライブシャフト9を介して、ホイール2に伝達することができるので、例えば、ガソリンエンジン車の出力軸を本発明のインホイールモータシステムのハブ部4に接続することにより、ハイブリットカーとすることが可能となる。

#### <28> 最良の形態2.

上記最良の形態1では、回転側ケース3bとホイール2とを第2の弾性部材13を用いて結合したが、図14、図15に示すように、上記回転側ケース3bを、第2の弾性部材13と等速ジョイント16とを介して、ホイール2に結合させるようにしてもよい。すなわち、上記例のように、回転側ケース3bとホイール2とを弾性体を用いて結合すると、周方向の剪断変形によりホイール2と回転側ケース3bとの間に位相差が生じることから、上記回転側ケース3bとホイール2とを、上記第2の弾性部材13で結合するとともに、等速ジョイント16を介して結合させる。このとき、ホイール側ジョイント16aの回転中心と、モータ側ジョイント16bの回転中心とをずらして配置することにより、インホイールモータ3はホイール2内で上下に揺動しながら、位相差なしで回転側ケース3bからホイール2にトルクを伝達することができる。したがって、上記位相差を最小にすることができ、回転側ケース3bからホイール2へのトルクの伝達効率を向上させることができる。

更に、非回転側ケース3aとナックル5とを、上記最良の形態1の図7、図8に示したダンパー14aと支持部材14bとから成る直動ガイド機構14によって連結することで、上記位相差を更に低減させることができる。

このとき、第2の弾性部材13をモータ幅方向におけるモータの質量中心位置に取付けることで、インホイールモータ3の質量はカウンターウエイトとしてのみ働くので、足回り部品にモータ質量が分担されることはない。

なお、上記直動ガイド機構14ではなく、例えば、上記図1に示したように、第1の弾性部材11を用いて回転側ケース3bとナックル5とを結合した場合には、足回り部品にモータ質量を分担させないようにするため、上記第1の弾性部材11についても、モータ幅方向におけるモータの質量中心位置に取付けることが好ましい。

#### <29> 最良の形態3.

上記最良の形態2では、回転側ケース3bとホイール2とを、第2の弾性部材13及び等速ジョイント16を介して結合したが、上記等速ジョイント16に代えて、回転側ケース3bとホイール2とを、ホイール2のラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合することにより、回転側ケース3bからホイール2へのトルクの伝達効率を更に向上させることができる。

上記駆動力伝達機構としては、例えば、図16、図17に示すような、複数枚の中空円盤状のプレート18A~18Cと、隣接する上記プレート18A、18B、及び、プレート18B、18C間を結合するとともに、上記隣接するプレート18A、18B及び18B、18Cを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイド18p、18qとを備えたフレキシブルカップリング18を用いることができる。このように、上記フレキシブルカップリング18を介して、回転側ケース3bをホイール2に結合させることにより、ホイール2と回転側ケース3bとの間の位相差を最小にして、回転側ケース3bからホイール2へのトルクの伝達効率を更に向上させることができる。

<30> 上記直動ガイド18p、18qとしては、例えば、図19に示すように、上記プレートのラジアル方向に延長する凸部を有するガイドレール18xと、上記プレートのラジアル方向に延長する凹部を有し、上記ガイドレール18xに係合するガイド部材18yと、上記ガイドレール18xとガイド部材18yとをより円滑にスライドさせるために、上記ガイドレールの凸部とガイド部材18yの凹部との間に配設された複数の鋼球18mとから構成される。

上記ガイドレール18xとガイド部材18yは、図18に示すように、上記隣接するプレート18A、18B及び18B、18Cの、互いに対向する面にそれぞれ設けられる。

上記ガイドレール18x及びガイド部材18yは、上記隣接するプレート18A、18B及び18B、18Cを互いに円盤のラジアル方向に案内するようにスライドするので、インホイールモータ3は上記直動ガイド18p、18q作動方向、すなわち、円盤のラジアル方向に沿っては動くことができるが、回転方向には動くことができないため、ホイール2に回転トルクを効率的に伝達することが可能となる。

<31> また、角度を変えた2対以上の直動ガイド18p、18qを設けることにより、上記インホイールモータ3は、車軸に対してどの方向に対しても偏心しながら駆動トルクをホイール2に伝達することができる。

また、構成される直動ガイド18p、18qの数が少ないと、回転時に角速度変化が生じるため、好ましくは複

数のプレートと直動ガイドとを組合わせることが好ましい。なお、そのときには、図18に示すように、上記中空円盤状のプレートの枚数を $N$ としたとき、端部の直動ガイド18pから $180/(N-1)$ 度ずつ進角するように、上記プレート18A~18Cを配置するようにすれば、上記角速度変化の発生を確実に抑制することができる（本例では、 $N=3$ であるので、上記角度は90度となる）。

なお、上述した等速ジョイント16やフレキシブルカップリング18等の駆動力伝達機構を用いて回転側ケース3bとホイール2とを結合させる構造とした場合には、インホイールモータ3の駆動力が機械的にホイール2に伝達されるので、ダイナミックダンパー効果を発揮するための緩衝部材としては、非回転側ケース3aとナックル5間に配置した第1の弾性部材11のみで十分である。

また、上記隣接するプレート18A~18Cを互いに円盤のラジアル方向に案内する機構としては、図20~図22に示すような、フレキシブルカップリング18Zを用いてもよい。このフレキシブルカップリング18Zは、上記プレート18A~18Cの互いに対向する面にラジアル方向に切り取られたベアリング溝18a~18cを設け、対向する中空円盤状のプレート18A、18B及び18B、18C間に、それぞれ、上記ベアリング溝18a、18b及びベアリング溝18b、18cに沿って移動可能な、鋼球から成るベアリング球18Mを配設したもので、上記ベアリング溝18a、18b及び18b、18cと上記ベアリング球18Mとにより直動ガイドを構成する。

すなわち、上記ベアリング溝18a~18cは、ベアリング球18Mが上記プレート18A~18Cのラジアル方向に転がるように形成されているため、インホイールモータ3は上記ベアリング溝18a~18c方向には動くことができるが、周方向には動くことができないため、ホイール2に回転トルクを効率的に伝達することが可能となる。また、角度を変えた2対以上のベアリング溝18a~18cとベアリング球18Mとを組合わせることにより、上記インホイールモータ3は、車軸に対してどの方向に対しても偏心しながら駆動トルクをホイール2に伝達することができる。

また、ベアリング溝が少ないと、回転時に角速度変化が生じるため、好ましくは複数のプレートとベアリング球とを組合わせることが好ましい。なお、そのときには、上記直動ガイドの場合と同様に、図22に示すように、上記プレートの枚数を $N$ としたとき、プレートの軸方向に隣り合う溝同士のなす角が、端部の溝から $180/(N-1)$ 度ずつ進角するように、上記中空円盤状のプレートを配置すれば、上記角速度変化の発生を確実に抑制することができる。

なお、上記フレキシブルカップリング18、18Zにおいて、端部側のプレートであるホイール2側のプレート18A（あるいは、プレート18Aとガイドレール18x）をホイール2と一体化して構成したり、回転側ケース3b側のプレート18C（あるいは、プレート18Cとガイド部材18y）を回転側ケース3bと一体化して構成するようにしてもよい。このときには、上記進角の計算に用いるプレートの枚数 $N$ としては、両端部にプレートがあるものと想定したときの値とする。

#### 最良の形態4.

上記最良の形態3では、回転側ケース3bとホイール2とを結合する駆動力伝達機構として、表、裏が互いに直交する方向に配置された直動ガイド18p、18qを備えた各中空円盤状のプレート18A~18Cから成るフレキシブルカップリング18を用いた例について説明したが、図23、図24に示すような、ホイール2側に位置し、ホイール2と結合する中空円盤状のプレート20Aと、モータ3側に位置し、モータ3の回転側ケース3bと結合する中空円盤状のプレート20Cと、モータ3側とホイール2側のそれぞれのプレート周上に90°または180°間隔で、かつ、プレートの表、裏の同位置にそれぞれ複数の直動ガイド19A、19Bが配置され、直動ガイド19Aにより上記中空円盤状のプレート20Aと連結され、直動ガイド19Bにより上記中空円盤状のプレート20Cと連結された中空円盤状のプレート20Bとから成るフレキシブルカップリング19を用いて、回転側ケース3bとホイール2とを結合するようにしてもよい。これにより、プレートの周方向に発生する圧縮・引張り力を相殺して、周方向におけるオフセットをなくすことが可能となり、インホイールモータ3からホイール2への駆動トルクを更に確実に伝達することができるとともに、駆動力伝達機構の耐久性を向上させることが可能となる。

本例では、モータ3側に配置された直動ガイド19Bの稼働方向を中空円盤状のプレート20A~20Cの径方向に対して45°方向とし、ホイール2側に配置された直動ガイド19Aの稼働方向を、上記直動ガイド19Bの稼働方向に対して直交する方向としている。

また、本例では、非回転側ケース3aとナックル5とを、上記非回転側ケース3aを車輻の上下方向に案内する直動ガイド部材21aと、この直動ガイド部材21aの稼働方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ21bとを備えた直動ガイド機構21によって連結するようにしたが、上記最良の形態1の図7及び図8に示した、ダンパー14aを備えた直動ガイド機構14等の緩衝部材を用いて非回転側ケース3aとナックル

5とを連結するようにしてもよい。なお、本例では、上記最良の形態2、3と同様に、回転側ケース3bとホイール2とを、上記のような駆動力伝達機構を用いて結合させる構造としているので、回転側ケース3bとホイール2間に配置する第2の弾性部材13を省略することができる。

<37> 次に、直動ガイド19A、19Bの配置について説明する。

直動ガイド19Aは、図24に示すように、ガイド部材19aとガイドレール19bとから構成される。本例では、ホイール2側に位置する中空円盤状のプレート（以下、ホイール側プレートという）20Aの周上に、90°間隔で、径方向に対して45°方向延長する凹部を有する4個のガイド部材19aを配置するとともに、中間に位置する中空円盤状のプレート（以下、中間プレートという）20Bの上記各ガイド部材19aに対応する位置に、上記各ガイド部材19aに係合する凸部を有する4個のガイドレール19bを配置することにより、ホイール側プレート20Aと中間プレート20Bとを、互いに90°間隔で配置された4個の直動ガイド19Aを介して連結する。

また、直動ガイド19Bは、ガイドレール19cとガイド部材19dとから構成されており、上記中間プレート20Bの、モータ3側に位置する中空円盤状のプレート（以下、モータ側プレートという）20C側の周上に、上記直動ガイド19Aのガイドレール19bと直交するように、90°間隔で4個のガイドレール19cを配置し、上記モータ側プレート20C周上の、上記各ガイドレール19cに対応する位置に4個のガイド部材19dを配置することにより、中間プレート20Bとモータ側プレート20Cとを、互いに90°間隔で配置された4個の直動ガイド19Bを介して連結する。

<38> 上記構成において、インホイールモータ3の回転側ケース3bからの回転力が、モータ側プレート20Cを介して、ホイール2に結合されたホイール側プレート20Aに伝達される際に、上記各直動ガイド19A、19Bは中空円盤状のプレート20A～20Cの軸方向に対して45°方向に配向されているため、図25に示すように、上記中間プレート20Bには周方向に回転する力と径方向に押し広げられる力が作用する。しかしながら、上記中間プレート20Bの上記各直動ガイド19Bの裏側（ホイール2側）、すなわち、上記各直動ガイド19Bと同位置には、上記各直動ガイド19Bのそれぞれの移動方向に対して直交する方向に移動する直動ガイド19Aが配置されているので、上記中間プレート20Bを径方向に押し広げる力は、上記各直動ガイド19Aによる径方向に押し広げる力と釣り合って、結果的には回転力のみがホイール側プレート20Aに伝達され、この回転力がホイール2に伝達される。したがって、回転側ケース3bに結合されたモータ側プレート20Cから直動ガイド19Bに入力された回転力は上記中間プレート20Bを挿んでホイール側プレート20Aに伝達されるので、上記モータ3の駆動力をホイール2に確実に伝達させることができる。

<39> なお、上記各直動ガイド19A、19Bは全ての移動方向が同じであるので、各中空円盤状のプレート20A～20Cには圧縮と引張り応力が同時には発生せず、全体を径方向に拡張もしくは圧縮する力のみが作用する。また、各直動ガイド19Bも、全ての移動方向が上記直動ガイド19Aの移動方向と直交するので、圧縮と引張り応力が同時には発生しない。また、上記拡張もしくは圧縮する力は、中間プレート20Bを挿んだ両側のガイドレール19b、19cの両側から伝達されるので、中間プレート20Bの周方向においては荷重のオフセットがなく、座屈の危険が減少する。

<40> 最良の形態5.

また、上記最良の形態3のフレキシブルカップリング18に代えて、図26、図27に示すような、ホイール2側に位置し、ホイール2と結合する中空円盤状のプレート（ホイール側プレート）20Aと、モータ3側に位置し、モータ3の回転側ケース3bと結合する中空円盤状のプレート（モータ側プレート）20Cと、モータ3側とホイール2側とのそれぞれのプレート周上に90°または180°間隔で、かつ、プレートの表、裏の同位置にそれぞれ複数の直動ガイド19P、19Qが配置され、直動ガイド19Pにより上記ホイール側プレート20Aと連結され、直動ガイド19Qにより上記モータ側プレート20Cと連結された中空円盤状の第1の中間プレート20Mと、この第1の中間プレート20Mの内側に配設され、複数の直動ガイド19R、19Sが上記第1の中間プレート20Mとは表、裏逆配置され、直動ガイド19Rにより上記ホイール側プレート20Aと連結され、直動ガイド19Sにより上記モータ側プレート20Cと連結された中空円盤状の第2の中間プレート20Nとから成るフレキシブルカップリング20を用いて、回転側ケース3bとホイール2とを結合させるようにしてもよい。これにより、上記プレートの偏心回転運動による振動を低減することが可能となり、インホイールモータ3からホイール2への駆動トルクを確実に伝達することができる。

なお、本例では、上記最良の形態4と同様に、非回転側ケース3aとナックル5とを、上述した、非回転側ケース3aを車輛の上下方向に案内する直動ガイド部材21aと、この直動ガイド部材21aの移動方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ21bとを備えた直動ガイド機構21によって連結している。

次に、上記直動ガイド19P、19Q、及び、直動ガイド19R、19Sの配置について説明する。

直動ガイド19Pは、図27に示すように、ガイド部材19iとガイドレール19jとから構成される。本例では、ホイール2側に位置するホイール側プレート20Aの第1の中間プレート20M側の周上に180°間隔で設けられた、上記第1の中間プレート20Mのラジアル方向に延長する凹部を有する2個のガイド部材19i、19iと、第1の中間プレート20Mのホイール側プレート20A側の周上の、上記ガイド部材19i、19iに対応する位置に設けられ、上記ガイド部材19i、19iに係合する凸部を有する2個のガイドレール19j、19jとにより構成され、ホイール側プレート20Aと第1の中間プレート20Mとを互いにプレート径方向に案内する。

また、直動ガイド19Qは、第1の中間プレート20Mのモータ側プレート20C側の周上の、上記ガイドレール19j、19jの位置から90°回転した位置に、180°間隔で設けられた2個のガイドレール19p、19pと、モータ側プレート20Cの周上の、上記ガイドレール19p、19pに対応する位置に設けられた2個のガイド部材19q、19qとにより構成され、モータ側プレート20Cと第1の中間プレート20Mとを、互いにディスク径方向に案内する。

一方、直動ガイド19Rは、上記ガイド部材19i、19iのホイール径方向内側の周上に、上記ガイド部材19i、19iを90°回転させた方向に、180°間隔で設けられた、上記ホイール側プレート20Aのラジアル方向に延長する凹部を有する2個のガイド部材19m、19mと、第2の中間プレート20Nのホイール側プレート20A側の周上の、上記ガイド部材19m、19mに対応する位置に設けられ、上記ガイド部材19m、19mに係合する凸部を有する2個のガイドレール19n、19nとにより構成され、直動ガイド19Sは、第2の中間プレート20Nのモータ側プレート20C側の周上に、上記ガイドレール19n、19nの位置から90°回転した位置に、180°間隔で設けられた2個のガイドレール19r、19rと、モータ側プレート20Cの周上の、上記ガイドレール19r、19rに対応する位置に設けられ、上記ガイドレール19r、19rに係合する凹部を有する2個のガイド部材19s、19sとにより構成される。

上記の構成により、モータ3はホイール2に対して下方向に偏心したまま回転する。具体的には、モータトルクはモータ側プレート20Cにまず入力され、このモータ側プレート20Cに入力された周方向の力は、直動ガイド19Qを介して第1の中間プレート20Mに入力されるとともに、上記直動ガイド19Qに直交する方向に稼動する直動ガイド19Sを介して第2の中間プレート20Nに入力される。

上記第1の中間プレート20Mに入力された周方向の力は、直動ガイド19Pを介してホイール側プレート20Aに入力され、上記第2の中間プレート20Nに入力された周方向の力は、上記直動ガイド19Pに直交する方向に稼動する直動ガイド19Rを介してホイール側プレート20Aに入力される。

したがって、例えば、図28(a)～(c)に示すように、モータ3がホイール2に対して下方向に偏心したまま時計回りに回転する場合、外側にある第1の中間プレート20Mは、ホイール側プレート20Aの軸とホイール側プレート20Aの軸間の中点を中心にして、下→左→上と偏心したまま時計回りに回転する。一方、内側にある第2の中間プレート20Nは、ホイール側プレート20Aの軸とモータ側プレート20Cの軸間の中点を中心にして、上→右→下と偏心したまま時計回りに回転する。

ここで、上記第2の中間プレート20Nの質量を第1の中間プレート20Mの質量と同じにすれば、上記第1及び第2の中間プレート20M、20Nは、上記のように点対称の方向に偏心したまま回転するので、偏心による振動が相殺され、モータ側プレート20Cとホイール側プレート20Aとは、上下方向にのみ偏心し前後方向には偏心しない。したがって、中空円盤状のプレート(プレート20A、20M、20N、20C)の偏心回転運動による振動を低減することができ、ホイール2に確実に駆動力を伝達させることができる。

また、図29に示すように、上記直動ガイド19P、19Q、及び、直動ガイド19R、19Sに代えて、それぞれの稼動方向が、プレート20A、20M、20N、20Cの径方向に対して45°方向となるような、直動ガイド22P、22Q、及び、直動ガイド、22R、22Sを、上記第1及び第2の中間プレート20M、20Nの表裏の同位置に取付けるようにすれば、上記最良の形態4と同様に、上記各中空円盤状のプレート20A、20M、20N、20Cには圧縮と引張り応力が同時には発生せず、全体を径方向に拡張もしくは圧縮する力のみが作用するとともに、各直動ガイド22Q、22Sも、全ての稼動方向が上記直動ガイド22P、22Rの稼動方向と直交するので、圧縮と引張り応力が同時には発生しないようにすることができる。したがって、上記第1及び第2の中間プレート20M、20Nの周方向においては荷重のオフセットがなく、座屈の危険が減少し、駆動力伝達機構の耐久性を向上させることができる。

なお、直動ガイド22P、及び、直動ガイド22Qは、図29に示すように、それぞれ、ガイド部材22aとガイドレール22b、ガイドレール22cとガイド部材22dとから構成され、直動ガイド22R、及び、直動ガイド22Sは、それぞれ、ガイド部材22eとガイドレール22f、ガイドレール22gとガイド部材22hとから

構成され、上記最良の形態4と同様に、ガイド部材22aと、ガイド部材22eとはホイール側プレート20Aに配置される。また、ガイドレール22bは第1の中間プレート20Mのホイール側プレート20A側に、ガイドレール22cは第1の中間プレート20Mのモータ側プレート20C側に、ガイドレール22fは第2の中間プレート20Nのホイール側プレート20A側に、ガイドレール22gは第2の中間プレート20Nのモータ側プレート20C側に、ガイド部材22dと、ガイド部材22hとはホイール側プレート20Cに配置される。

<44> 最良の形態6.

上記最良の形態1～5では、インホイールモータ3の非回転側ケース3aと車輻の足回り部品であるナックル5とを第1の弾性部材11や、直動ガイド部材21aと、この直動ガイド部材21aの移動方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ21bとを備えた直動ガイド機構21などの緩衝部材を用いて結合した場合について説明したが、図30に示すように、一端がナックル5に連結され、他端側でモータ3を支持する緩衝機構23A、23Bにより、非回転側ケース3aとナックル5とを結合することにより、タイヤ接地変動力を更に減少させることができる。

なお、本例では、回転側ケース3bとホイール2とを上記最良の形態3で用いたフレキシブルカップリング18を用いて結合する構造としたが、上記最良の形態2に示した等速ジョイント16や上記最良の形態4、5のフレキシブルカップリング19、20等の駆動力伝達機構を用いて結合する構造としてもよい。

上記緩衝機構23A、23Bとしては、例えば、連結点23Zで互いに回転可能に結合された2本のアーム23m、23nから成る略A型あるいは略H型のリンク機構の、上記2本のアーム23m、23nをバネまたは／及びダンパーから成る緩衝部材23kにより結合したものを用いることができる。なお、本例では、緩衝部材23kの一端側を上記アーム23mに取付けられた取付部材23sに固定し、他端側を上記アーム23nに直接取付けるようにしたが、緩衝部材23kの両端側をそれぞれ、アーム23m、23nに直接取付けるようにしてもよい。

<45> 上記緩衝機構23A、23Bと、インホイールモータ3の非回転側ケース3a及びナックル5の結合方法としては、上記緩衝機構23A、23Bの一方のアーム23mの端部23Xを上記モータ3の非回転側ケース3aに取付け、他方のアーム23nの端部23Yをナックル5に取付ける。このとき、上記緩衝部材23kの伸縮方向が車輻の上下方向と一致するように上記緩衝機構23A、23Bを取付ける。これにより、上記アーム23mの非回転側ケース3aとの接続点23Xと、上記アーム23nのナックル5との接続点23Yの変動方向は、上記バネまたはダンパーから成る緩衝部材23kの伸縮方向に限定されるので、非回転側ケース3aとナックル5とを、モータ3の上下方向に揺動可能に結合することが可能となる。

すなわち、本例では、インホイールモータ3のロータ3Rを固定する回転側ケース3bとホイール2とがフレキシブルカップリング18（あるいは、フレキシブルカップリング19、20）で結合されるとともに、ステータ3Sを固定する非回転側ケース3aが、車輻の足回り部品であるナックル5に対して、回転方向には固定され、上下方向には弾性支持されるので、回転側ケース3bからホイール2へのトルクの伝達効率を向上させることができるとともに、タイヤ接地変動力を更に減少させることができ、車輻のロードホールディング性を向上させることができる。

<46> 最良の形態7.

上記最良の形態6では、緩衝部材23kにより結合された2本のアーム23m、23nから成る略A型あるいは略H型のリンク機構から成る緩衝機構23A、23Bを用いて、インホイールモータ3の非回転側ケース3aと車輻の足回り部品であるナックル5とを結合した場合について説明したが、インホイールモータ3を搭載する車輻が車軸式サスペンション機構を備えた車輻である場合には、図31に示すように、上記緩衝機構23A、23Bと同様の構成の緩衝機構24により、非回転側ケース3aと車軸9Jとを結合することにより、タイヤ接地変動力を減少させることができる。

上記緩衝機構24としては、例えば、それぞれが車軸9Jに回転可能に結合された2本のアーム24m、24nから成る略H型あるいは略A型のリンク機構の、上記2本のアーム24m、24nをバネまたはダンパーから成る緩衝部材24kにより結合したものをを用いることができる。なお、本例では、2本のアーム24m、24nを、車軸9Jを介して、互いに回転可能に結合させるとともに、伸縮方向が車輻の上下方向と一致するように、その一端が車軸9Jに結合された2つの緩衝部材24k、24kを介して、2本のアーム24m、24nを連結する構成とした。なお、上記緩衝部材24k、24kは、取付部材24sを介して、アーム24m、24nに取付けてもよいし、アーム24m、24nに直接取付けてもよい。

これにより、車軸式サスペンション機構を備えた車輻においても、非回転側ケース3aとナックル5とを、モータ3の上下方向に揺動可能に結合することができるので、タイヤ接地変動力を更に減少させることができる。

#### 最良の形態 8.

図 3 2 は、本最良の形態 8 に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1 はタイヤ、2 はリム 2 a とホイールディスク 2 b とから成るホイール、3 はアウトロータ型のインホイールモータ、4 は上記ホイール 2 とその回転軸において連結されたハブ部、5 は車軸 9 J に連結される車輛の足回り部品であるナックル、7 はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8 は上記ハブ部 4 に装着された制動装置、18 は上記最良の形態 3 の図 1 6 ~ 図 1 8 に示した、プレート表裏に作動方向が直交するように配置された複数の直動ガイドが取付けられた中空円盤状のプレート 18 A ~ 18 C を備え、インホイールモータ 3 のロータ 3 R を支持する回転側ケース 3 b とホイール 2 とを、ホイール 2 のラジアル方向に互いに偏心可能に結合するフレキシブルカップリング、25 はインホイールモータ 3 のステータ 3 S を支持する非回転側ケース 3 a を、ナックル 5 に対して車輛上下方向に弾性的に支持するための緩衝装置である。なお、上記フレキシブルカップリング 18 に代えて、回転側ケース 3 b とホイール 2 とを、上記最良の形態 2 に示した等速ジョイント 16 や上記最良の形態 4、5 のフレキシブルカップリング 19、20 等の駆動力伝達機構を用いて結合してもよい。

上記緩衝装置 25 は、図 3 3 に示すように、直動ガイド 25 a を介して互いに車輛の上下方向に作動方向が限定され、かつ、車輛の上下方向に作動するバネ 25 b 及びダンパー 25 c により結合された 2 枚のプレート 25 A、25 B を備えたもので、本例では、ナックル 5 に結合された車軸 9 J に連結され、サスペンション部材 7 側に位置するプレート（以下、ナックル取付けプレートという）25 B の 4 隅に、車輛の上下方向に伸縮する 4 個のバネ 25 b を取付け、その中央部に設けられた車軸 9 J との連結孔 25 m の両側に、車輛の上下方向に伸縮する 2 個のダンパー 25 c を取付け、モータ 3 側に位置するプレート（以下、モータ取付けプレートという）25 A の上記バネ 25 b の上部あるいは下部に対応する位置にバネ受け部 25 d を、上記ダンパー 25 c の上部に対応する位置、すなわち、車軸 9 J との連結孔 25 n の両側の上部に、ダンパー取付け部 25 e を取付けるとともに、上記プレート 25 A、25 B とを、プレートの中心に対して対称な位置に配置された 4 個の直動ガイド 25 a により結合したものである。

上記モータ取付けプレート 25 A とナックル取付けプレート 25 B とは、上記 4 個の直動ガイド 25 a により、車輛上下方向に案内されるとともに、バネ 25 b 及びダンパー 25 c により結合されているので、減衰力を発生しつつ、インホイールモータ 3 を上下運動方向に拘束することができる。

このように、本最良の形態 8 では、インホイールモータ 3 のロータ 3 R を固定する回転側ケース 3 b とホイール 2 とをフレキシブルカップリング 18 で結合し、ステータ 3 S を支持する非回転側ケース 3 a はホイール 2（または、車軸 9 J）の回転方向に対して固定され、車輛上下方向に揺動可能に結合するようにしたので、回転側ケース 3 b からホイール 2 へのトルクの伝達効率を向上させることができるとともに、タイヤ接地変動力を減少させることができ、車輛のロードホールディング性を向上させることができる。

#### 最良の形態 9.

上記最良の形態 8 では、プレート 25 A、25 B とを、直動ガイド 25 a、バネ 25 b 及びダンパー 25 c により結合したが、上記ダンパー 25 c、25 c に代えて、図 3 4、図 3 5 に示すように、油圧シリンダ 26 と、この油圧シリンダ 26 と耐圧ホース 27、28 により連結されたリザーバータンク 29 とを備えた緩衝装置 30 を用いることにより、ステータ 3 S を支持する非回転側ケース 3 a をホイール 2（または、車軸 9 J）の回転方向に対してより確実に固定することができるとともに、車輛上下に揺動可能に結合させることができるので、タイヤ接地変動力を更に減少させることができる。

図 3 6 は、上記油圧シリンダを備えた緩衝装置 30 の詳細を示す図で、本例では、上記リザーバータンク 29 を、ピストンロッド 26 L の一端側が固定されたピストン 26 P により隔てられた、油圧シリンダ 26 の上室 26 a に連通する伸び側リザーバータンク 29 A と、油圧シリンダ 26 の下室 26 b に連通する縮み側リザーバータンク 29 B とに分け、上記油圧シリンダ 26 の上室 26 a と伸び側リザーバータンク 29 A とを伸び側バルブ（オリフィス）27 m を介して連結するとともに、下室 26 b と縮み側リザーバータンク 29 B とを縮み側バルブ（オリフィス）28 m を介して連結するようにしている。なお、27 n、28 n は上記伸び側バルブ 27 m と縮み側バルブ 28 m のそれぞれを迂回する分岐油流路 27 k、28 k にそれぞれ設けられた、リザーバータンク 29 から油圧シリンダ 26 への作動油 29 s の逆流を防止するための伸び側チェック弁と縮み側チェック弁である。

なお、本例では、図 3 5 に示すように、足回り部品であるナックル 5 に連結されるナックル取付けプレート 25 B には、構造の単純な油圧シリンダ 26 のみを配置し、減衰力を発生させる作動油 29 s の流量を保證するリザーバータンク 29 を足回り以外の位置（ここでは、車軸 9 J の図示しない車体側）に装着するようにしている。

1> 本例の緩衝装置 30 では、油圧シリンダ 26 のピストン上室 26 a 及び下室 26 b を、独立したバルブ 27 m、28 m とリザーバータンク 29 A、29 B とにそれぞれ耐圧ホース 27、28 にて接続した構造としているので、

緩衝装置30の伸び側の減衰力と縮み側の減衰力とを別個に調整することができるという利点を有する。

また、図37に示すように、油圧シリンダ26のピストン上室26aと下室26bとを、それぞれ、独立したバルブ27m、28mで接続した後、両流路を共通のリザーバタンク29Cに接続する構成としたり、図38に示すように、油圧シリンダ26のピストン上室26aと下室26bとを、それぞれ、独立したバルブ27m、28mで接続した後、ピストン下室26bとリザーバタンク29Cとを接続する構成とすれば、緩衝装置30の部品点数を減らすことができるとともに、緩衝装置30を小型化することができる。

<52> 最良の形態10.

図39は、本最良の形態10に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、図40はその要部断面図である。各図において、1はタイヤ、2はリム2aとホイールディスク2bとから成るホイール、3は半径方向に対して外側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたステータ3Sと、半径方向に対して内側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に接合された回転側ケース3bに固定されたロータ3Rとを備えた中空形状のインナーロータ型モータ（インホイールモータ）である。

4は上記ホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5は上下のサスペンションアーム6a、6bに連結されるナックル、7はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8は上記ハブ部4に装着されたブレーキロータ8aとブレーキキャリパー8bとを備えたブレーキディスクから成る制動装置である。

本例では、上記インホイールモータ31の外側ケースである非回転側ケース3aと車輛の足回り部品であるナックル5とを、上記非回転側ケース3aを車輛の上下方向に案内する直動ガイド部材21aと、この直動ガイド部材21aの稼動方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ21bとを備えた直動ガイド機構21を用いて結合するとともに、上記モータ3の内側ケースである回転側ケース3bとホイール2とを、上記最良の形態3の図16～図18に示した、プレートの表裏に作動方向が直交するように配置された複数の直動ガイド18p、18qが取付けられた中空円盤状のプレート18A～18Cから成るフレキシブルカップリング18を用いて結合する。上記フレキシブルカップリング18により、インホイールモータ3のロータ3Rを支持する回転側ケース3bとホイール2とは、ホイール2のラジアル方向に互いに偏心可能に結合される。

なお、直動ガイド機構21は、断面形状がL字型の連結部材21tの一方の切片を非回転側ケース3aのホイール2とは反対側の側面に固定し、他方の切片に、一端がナックル5に固定された上記直動ガイド機構21の先端部を取付けるようにすればよい。

<53> 本最良の形態10では、上記のように、上記非回転側ケース3aを車輛の上下方向に案内する直動ガイド部材21aと、この直動ガイド部材21aの稼動方向に伸縮するバネ部材とダンパーとから成るショックアブソーバ21bとを備えた直動ガイド機構21を用いてナックル5に取付け、インホイールモータ3を車輛の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができるように構成したので、モータ軸と車輪軸とは別々に径方向に揺動可能となる。このため、モータ質量は、車輛のバネ下質量相当分から切り離され、いわゆるダイナミックダンパーのウエイトとして作用する。

ダイナミックダンパーのウエイトは、凹凸路走行時におけるバネ下振動を打ち消すため、タイヤ接地力の変動が低減されるので、車輛のロードホールディング性が向上するだけでなく、悪路走行時のモータ3への振動入力を見減させることができるので、モータ3の振動負荷を低減することができる。

また、インホイールモータ3の回転側ケース3bとホイール2とをフレキシブルカップリング18を用いて連結したので、インホイールモータ3はフレキシブルカップリング18の直動ガイド18p、18qの作動方向、すなわち、中空円盤状のプレート18A～18Cのラジアル方向沿って動くことができるが、回転方向には上記直動ガイド18p、18qの制限によって動くことができない。したがって、ロータ3Rからの回転トルクをホイール2に効率的に伝達することができる。

また、悪路走行時にはモータが振動してモータ軸と車輪軸とが偏心するが、上記フレキシブルカップリング18を用いることにより、偏心しても回転をスムーズに伝達することができる。

<54> なお、上記フレキシブルカップリング18に代えて、上記最良の形態4または最良の形態5に示したフレキシブルカップリング19、20等の駆動力伝達機構を用いることにより、駆動伝達効率を更に向上させることが可能となる。

また、本発明のインホイールモータシステムにおいても、車輛質量はハブ部4が支えるため、モータ3本体への荷重負荷が小さい。したがって、ロータ3Rとステータ3Sとの間のエアギャップ変化を小さくできるので、ケース剛性を下げることができ、モータ3を軽量化することができる。

なお、本発明にアウターロータ型モータを使用した場合には、回転部のベアリングはアウターレース側が回転することになり、モータが高速回転する際にはその遠心力によりアウターレースが径方向外側に拡大してベアリングにガタが生じ、耐久性において好ましくない。

したがって、本例のように、内側が回転するインナーロータ型モータを用いることにより、ベアリングはインナーレースが回転するため、高速回転時にはインナーレースが径方向に拡大するので、ベアリングのガタは発生しない。また、インナーロータ型はアウターロータ型に比べて回転部分の半径が小さいので、慣性モーメントを小さくでき、アクセル操作に対する応答性も向上させることができるので、車輛の走行安定性に優れたインホイールモータ車を実現することが可能となる。

本最良の形態 1 の構成によるインホイールモータシステムにおける振動レベルを、以下の図 4 1 ～図 4 3 及び図 4 4 の表に示すような、凹凸路走行時の車輛振動モデルにより解析し、従来のシステムにおける接地力の変動レベルと比較した結果を図 4 5 のグラフに示す。

なお、図 4 5 において、横軸は加振周波数 (Hz)、縦軸はタイヤ接地力の変動レベル (N) である。また、比較例 1-1 は、インホイールモータが搭載されていない場合の車輛振動モデルである。

従来のシステムでは、ホイールやナックル等のバネ下質量相当部分に対してインホイールモータが直接装着されるので、その車輛振動モデルは、図 4 1 に示すような 2 自由度の振動モデルで表わされる (比較例 1-2)。詳細には、バネ下質量  $m_1$  がタイヤの接地面と弾性体  $k_1$  及びダッシュポット  $c_1$  により結合され、上記バネ下質量  $m_1$  とバネ上質量  $m_2$  とが弾性体  $k_2$  及びダッシュポット  $c_2$  により結合された振動モデルにおいて、上記バネ下質量  $m_1$  にインホイールモータの質量が付加されるようなモデルとなる。このように、モータが直接装着された場合には、バネ下質量が増大するためタイヤ接地力の変動レベルが増大する。タイヤは、図 4 6 に示すように、接地荷重に対する非線形性を有するので、接地力の変動が大きいと、タイヤ CP (コーナリングパワー) 等の能力が低下し、ロードホールディング性が低下する。これを上記比較例 1-1 のレベルに維持するためには、モータと足回り部品の総重量を同一にする必要がある。しかしながら、要求される強度を満足させながら足回り部品を大幅に軽量化するためには、軽合金等を多用するなど、深刻なコストアップが予想されるので、実用的とは言えない。

一方、軽量化を実施せずに凹凸路走行時の荷重変動レベルを低減する方法としてダイナミックダンパーと呼ばれる方法がある。このダイナミックダンパーは、図 4 2 に示すように、上記図 4 1 に示した 2 自由度モデルに対して、弾性体  $k_3$  とダッシュポット  $c_3$  を介して、新たな質量  $m_3$  を追加した 3 自由度モデル (比較例 1-3) で表わされるもので、この方法によれば、軽量化対策をすることなく、タイヤ接地力の変動レベルを低減することができる。しかしながら、上記ダイナミックダンパーにおいては、ウエイトを増やすほど変動低減効果が向上するが、この追加ウエイトは、車輛にとっては車重増等の悪影響があるため、あまり上記ウエイトを増やすことができないので、変動低減効果には限界がある。

これに対して、本発明のインホイールモータシステムにおいては、図 1 や図 7、あるいは、図 3 9 に示すように、インホイールモータが弾性体または弾性体とガイド機構を介して足回り部品 (バネ下部) に結合されているので、車輛振動モデルとしては、図 4 3 に示すような、ダイナミックダンパーのウエイトが上記インホイールモータの質量  $m_3$  に相当する 3 自由度モデルで表わせる (実施例 1-1)。

したがって、図 4 5 のグラフに示すように、余分に車重を増すことなく変動レベルを低減することができる。

このとき、上記取付けられたインホイールモータの共振周波数  $f_3$  を、下記の式に示すように、バネ上部の共振周波数  $f_2$  よりも高く、かつ、バネ下部の共振周波数  $f_1$  よりも低くなるように、インホイールモータの質量  $m_3$  と、バネ下部とを結合する弾性体の弾性定数  $k_3$  とを調整することにより、タイヤ接地力の変動レベルを確実に低減することができる。



$$f_2 < f_3 < f_1$$

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_1}{k_1}} \quad f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_2}{k_2}} \quad f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_3}{k_3}}$$

また、実施例 1-2 のように、上記構成において、モータ及び足回り部品を軽量化したり、実施例 1-3 のように、弾性体の弾性定数を小さくしたり、更に、実施例 1-4 のように、両者を組合わせた場合には、変動レベルを更に低減することができる（図 4 4 の表、図 4 6 のグラフを参照）。

#### <58> 最良の形態 1 1.

図 4 7 は、本最良の形態 1 1 に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1 はタイヤ、2 はリム 2 a とホイールディスク 2 b とから成るホイール、3 は非回転側ケース 3 a に固定されたステータ 3 S と、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け 3 j を介して上記非回転側ケース 3 a に対して回転可能に接合された回転側ケース 3 b に固定されたロータ 3 R とを備えたアウトロータ型のインホイールモータである。

また、4 はホイール 2 とその回転軸において連結されたハブ部、5 はサスペンションアーム 6 a、6 b に連結された、車輛の足回り部品であるナックル、7 はサスペンション部材、8 は制動装置である。

本最良の形態 1 1 では、インホイールモータ 3 の非回転側ケース 3 a を、車輛の足回り部品であるナックル 5 に結合し、上記非回転側ケース 3 a と軸受け 3 j を介して回転可能に結合された回転側ケース 3 b を、回転するホイール 2 に内接するように結合するとともに、上記ホイール 2 とその回転軸において連結されたハブ部 4 とナックル 5 とを、上記中空形状のインホイールモータ 3 の内側に設けられた、ハブベアリング 3 1 により接合するように構成することにより、車輛重量をホイール 2 と、上記非回転側ケース 3 a、軸受け 3 j、及び、回転側ケース 3 b とにより構成されるモータケース 3 C とに分配することを可能とした。

すなわち、上記構造を採ることにより、車輛重量は、「ハブベアリングの剛性を含むホイール剛性」と「モータケース 3 C の剛性」との比で、ホイール 2 とモータケース 3 C とに配分されるので、車輪毎の車輛重量は、モータケース 3 C のみでなく、ハブベアリング 3 1 にも分担される。これにより、モータケース 3 C への荷重負荷が低減され、ロータ 3 R とステータ 3 S との間に形成されたエアギャップ 3 g の変化を小さくすることができるので、モータケース 3 C の剛性を下げるか、あるいは、モータ自身を小型化するなどして、インホイールモータ 3 を軽量化することができる。したがって、車輛のバネ下、バネ上振動レベルを低減することができるので、車輛の乗り心地性を向上させることができる。

<59> また、本例では、外側ケースである回転側ケース 3 b がホイール 2 に内接するように結合しているので、インホイールモータ 3 からホイール 2 にトルクを伝達できるとともに、制動装置 8 をハブ部 4 に装着するようにしているので、制動時には、上記ハブ部 4 及びナックル 5 にのみ制動トルクが伝達し、モータケース 3 C には制動反力が作用しない。したがって、モータケース 3 C の剛性を小さくできるので、インホイールモータ 3 を更に軽量化することができる。

このとき、図 4 8 に示すように、回転側ケース 3 b を、弾性部材 3 2 を介してホイール 2 に結合させることにより、モータケース 3 C の歪を更に低減することができる。

すなわち、ホイール 2 は、路面等から様々な方向の応力を受けて歪んだ状態で回転するので、このホイール 2 の変形を上記弾性部材 3 2 により吸収することにより、モータケース 3 C の歪を低減することができる。したがって、モータケース 3 C の剛性を更に小さくでき、インホイールモータ 3 を軽量化することができる。また、上記構成においては、回転側ケース 3 b とホイール 2 とは、弾性部材 3 2 により結合されているので、ホイール 2 が歪んでも、インホイールモータ 3 からホイール 2 にトルクを伝達することができる。

<60> 上記弾性部材 3 2 として、ゴム等の弾性材料を用いた場合には、上記弾性部材 3 2 を構成する材料としては、縦弾性係数が 1 MPa ~ 120 MPa である材料を用いることが好ましい。また、上記縦弾性係数が 1 MPa ~ 40 MPa であれば、更に好ましい。

なお、図 4 9 に示すように、ハブ部 4 に、通常の自動車と同様に、ドライブシャフト 9 との連結部 4 D を設けるようにすれば、インホイールモータ 3 以外の車載の動力機関またはモータからの動力を、ドライブシャフト 9 を介

して、ホイール2に伝達することができる。したがって、例えば、ガソリンエンジン車の出力軸を本例のインホイールモータシステムのハブ部4に接続することにより、ハイブリットカーとすることが可能となる。

## 最良の形態12

図50は、本最良の形態12に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1はタイヤ、2はリム2aとホイールディスク2bとから成るホイール、3は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたステータ3Sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して、上記非回転側ケース3aに対して回転可能に接合された回転側ケース3bに固定されたロータ3Rとを備えたアウトロータ型のインホイールモータである。

4はホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5は上下のサスペンションアーム6a、6bにそれぞれ連結された、車輛の足回り部品であるナックル、7はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8は上記ハブ部4に装着されたブレーキディスクから成る制動装置である。

また、33は上記インホイールモータ3を車体100側に取付けるためのモータ専用の緩衝装置、34はインホイールモータ3とホイール2間に設けられた、上記最良の形態4と同様の構成の駆動力伝達機構であるフレキシブルカップリング、35は上記非回転側ケース3aとナックル5間に設けられた、上記最良の形態4と同様の構成の直動ガイド機構で、この直動ガイド機構35には、上記非回転側ケース3aには直接連結されず、ナックル5にのみ連結された、ホイール2とインホイールモータ3との衝突を防止するための衝突防止用のバネ部材36が設けられている。

上記モータ専用の緩衝装置33は、車体100側に延長するモータ用アーム33aと、このモータ用アーム33aと車体100とを結合する弾性体あるいはバネ部材から成るダンパー33bとから構成され、このダンパー33bを介して車体100側に連結された上記モータ用アーム33aにより、インホイールモータ3の非回転側ケース3aを支持する。したがって、フレキシブルカップリング34により、インホイールモータ3を車体100及びホイール2に対して、回転方向には振動せず、上下方向にのみ振動させて、回転トルクを効率的に伝達することができるとともに、上記モータ3を、上記モータ専用の緩衝装置33を用いて車体100側に取付けることにより、インホイールモータ3をバネ上部分に搭載するような構成とすることが可能となる。

本最良の形態12のインホイールモータシステムにおいては、インホイールモータ3の非回転側ケース3aをモータ専用の緩衝装置33を介して車体100側に取付けるようにしているので、インホイールモータ3をバネ上部分に搭載することになり、バネ下質量を低減することができる。したがって、タイヤ接地力変動を低減することができ、車輛の走行安定性を向上させることができる。

また、本例では、ホイール2とインホイールモータ3との間に設けられた衝突防止用のバネ部材36が、ホイール2とインホイールモータ3とが衝突することを防止するバンブラーの役割をするので、車体のロール等によりサスペンションが大きくストロークしたような場合でも、ホイール2とインホイールモータ3とが直接衝突することを防止することができる。なお、上記衝突防止用のバネ部材36は、回転側ケース3bとホイール2との間に設けても、同様の効果を得ることができる。また、上記衝突防止用のバネ部材36をケース-ナックル間、あるいはホイール-モータ間とケース-ナックル間の両方に設けてもよい。

なお、図51に示すように、上記直動ガイド機構35及び衝突防止用のバネ部材36に加えて、インホイールモータ3の非回転側ケース3aとナックル5との間をバネ部材からなる緩衝部材37によって連結することにより、タイヤ接地力の変動を更に低減することができる。すなわち、インホイールモータ3を車輛のバネ下質量相当部分であるナックル5に緩衝部材37を介して連結することで、インホイールモータ3の質量は、バネ下質量に対して、いわゆるダイナミックダンパーのウエイトとして作用する。したがって、車輛の凹凸路走行時におけるタイヤ接地力の変動を更に低減することができ、車輛のロードホールディング性を向上させることができる。また、上記構成により、インホイールモータ3の質量は車輛のバネ下質量相当部分から切り離されるので、悪路走行時においても、上記インホイールモータ3には、直接振動が伝達されず、インホイールモータ3への振動負荷も低減される。

本最良の形態12によるインホイールモータシステムと従来のシステムにおける接地力の変動レベルを、以下の図52～図54、及び、図55の表に示すような、凹凸路走行時の車輛振動モデルにより解析した結果を図56のグラフに示す。なお、比較例2-1は、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車の場合で、ここでは、モータは車体側に搭載されるため、モータ質量はバネ上質量に相当する。

なお、図56において、横軸は路面入力周波数(Hz)、縦軸はタイヤ接地力の変動レベル(N)である。

例えば、上記図79に示したような従来のインホイールモータシステムでは、モータはホイールやナックル等に取り付けられるため、モータ質量はバネ上質量に相当するので、車輛振動モデルとしては、図52に示すような2自

由度のバネ下振動モデルで表わされる（比較例２－２）。詳細には、バネ下質量 $m_1$ がタイヤの接地面と弾性体 $k_1$ 及びダッシュポット $c_1$ により結合され、上記バネ下質量 $m_1$ とバネ上質量 $m_2$ とが弾性体 $k_2$ 及びダッシュポット $c_2$ により結合された振動モデルにおいて、上記バネ下質量 $m_1$ にインホイールモータの質量が付加されるようなモデルとなる。このように、モータが直接装着された場合には、バネ下質量が増大するためタイヤ接地力変動レベルが増大し、タイヤ能力が低下する（図５６）。

このタイヤ接地力変動レベルを上記比較例２－１のレベルに維持するためには、比較例２－３に示すように、モータと足回り部品の総重量を同一にする必要がある。しかしながら、要求される強度を満足させながら足回り部品を大幅に軽量化するためには、軽合金等を多用するなど、深刻なコストアップが予想されるので、実用的とは言えない。

<66> これに対して、本発明のインホイールモータシステムにおいては、図５０に示すように、インホイールモータを、弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ に相当する緩衝装置を介して車体側に取付けるとともに、モータ専用の緩衝装置を介して車体１００側に取付ける構成としているので、車輛振動モデルとしては、図５３に示すように、上記図５２に示した２自由度モデルに対して、モータの質量 $m_3$ を弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ を介してバネ上質量 $m_2$ に結合させた３自由度モデル（実施例２－１）で表わすことができる。

したがって、図５６のグラフに示すように、接地力変動レベルを、上記比較例２－１に示した、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車と同等レベルにすることができる。

また、図５１に示すように、インホイールモータを、上記緩衝装置を介して車体側に取付けるとともに、インホイールモータと足回り部品との間に、弾性体 $k_4$ とダッシュポット $c_4$ で構成される緩衝部材を加えた構造とした場合には、車輛振動モデルとしては、図５４に示すような、モータの質量 $m_3$ が弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ によりバネ上質量 $m_2$ に結合させるとともに、上記モータの質量 $m_3$ がバネ下質量 $m_1$ に対してダイナミックダンパーのウエイトとなるように結合されたモデルで表わせる（実施例２－２）。

したがって、図５６のグラフに示すように、余分に車重を増すことなく、１０Ｈｚ以上の接地力変動レベルを低減することができる。

また、実施例２－３のように、インホイールモータと車体間のバネ力 $k_3$ を弱くし、モータと足回り部品との間のバネ力 $k_4$ を強くすることにより、更に１０Ｈｚ以上の接地力変動レベルを低減することができる。

<67> 最良の形態１３．

上記最良の形態１～１２では、通常のインホイールモータ３について説明したが、中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤとを組合わせたギヤードモータについても、上記モータを緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛バネ下部に取付けることにより、タイヤ接地力変動を低減して、ロードホールディング性を向上させることができるとともに、ホイールに確実に回転力を伝達させることが可能となる。

図５７は、本最良の形態１３に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、図５８はその要部断面図である。各図において、１はタイヤ、２はリム２ａとホイールディスク２ｂとから成るホイール、４０は電気モータ４１と遊星減速機４２とをモータケース４３に一体に組み込んだギヤードモータ（インホイールモータ）、４はホイール２とその回転軸において連結されたハブ部、５は上下のサスペンションアーム６ａ、６ｂにそれぞれ連結された、車輛の足回り部品であるナックル、７はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、８は上記ハブ部４に装着されたブレーキディスクから成る制動装置である。

また、４４はギヤードモータ４０の非回転部であるモータケース４３とナックル５とを連結するための弾性体、４５は遊星減速機４２の出力軸とホイール２とを連結する、自在継手４５ｊを有するシャフトである。

<68> ギヤードモータ４０の電気モータ４１は、半径方向に対して外側に設けられた非回転側ケース４１ａに固定されたステータ４１Ｓと、半径方向に対して内側に設けられ、軸受け４１ｊを介して上記非回転側ケース４１ａに対して回転可能に接合された回転側ケース４１ｂに固定されたロータ４１Ｒとを備えた中空形状のインナーロータ型モータで、上記非回転側ケース４１ａは、固定部であるナックル５に弾性体４４を介して結合されたモータケース４３に取付けられており、回転側ケース４１ｂは、連結部材４１ｄにより遊星減速機４２のサンギヤ４２ａと連結されるとともに、モータケース４３の中空状の軸部を構成する内壁４３ａに軸受け４３ｂを介して回転可能に取付け

られている。上記遊星減速機 4 2 において、上記サンギヤ 4 2 a の回転速度はプラネタリーギヤ 4 2 b の公転周期に相当する速度に変換されて減速され、キャリア 4 2 c から遊星減速機 4 2 の出力軸に連結された上記シャフト 4 5 を介してホイール 2 に伝達される。

本例では、モータケース 4 3 とナックル 5 とを弾性体 4 4 を介して結合する際に、図 5 9 に示すように、円盤状のモータ取付部材 4 6 上に 4 個の弾性体 4 4 を対称に配置するとともに、上記弾性体 4 4、4 4 間に、モータケース 4 3 を上下方向に案内する直動ガイド 4 7 k をそれぞれ設けたモータ取付機構 4 7 を用いて結合することにより、モータの揺動方向を車輪に対して上下方向に限定するようにしている。

本例では、上記のように、ギヤードモータ 4 0 の非回転部であるモータケース 4 3 を、弾性体 4 4 を用いてナックル 5 に取付けることにより、上記ギヤードモータ 4 0 を車輪の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができるよう構成したので、モータ軸と車輪軸とは別々に径方向に揺動可能となる。このため、モータ質量は、車輪のバネ下質量相当分から切り離され、上記最良の形態 1 ~ 1 2 の場合と同様に、いわゆるダイナミックダンパーのウエイトとして作用するので、凹凸路走行時におけるバネ下振動を打ち消して、タイヤ接地力の変動が低減される。したがって、車輪のロードホールディング性が向上するだけでなく、悪路走行時のギヤードモータ 4 0 への振動入力进行減少させることができるので、上記モータ 4 0 の振動負荷を低減することができる。

また、モータケース 4 3 とナックル 5 とを、弾性体 4 4 とモータケース 4 3 を上下方向に案内する直動ガイド 4 7 k を備えたモータ取付機構 4 7 により結合したので、ギヤードモータ 4 0 は車輪の上下方向に沿って動くことはできるが、回転方向には直動ガイド 4 7 k の制限によって動くことができないため、非回転部であるモータケース 4 3 の周り止めができる。また、悪路走行時にはモータが振動してモータ軸と車輪軸が偏心するが、上記自在継手 4 5 j を用いることにより、偏心してもモータの回転をスムーズに伝達することができる。

また、本最良の形態 1 3 のインホイールモータシステムにおいては、車輪質量はハブ部 4 が支えるため、モータ 4 0 本体への荷重負荷が小さい。したがって、ロータ 4 1 R とステータ 4 1 S との間のエアギャップ变化を小さくできるので、ケース剛性を下げることができ、モータ 4 0 を軽量化することができる。

また、ギヤードモータ 4 0 は、その中心を通る自在継手 4 5 j を有するシャフト 4 5 によりハブ部 4 と連結されるため、ギヤードモータ 4 0 が足回り部分に対して相対的に揺動しても、ホイール 2 に確実に回転力を伝達することができる。

また、本例では、インホイールモータとしてギヤードモータ 4 0 を使用しているので、アウターロータ型ダイレクトドライブモータを使用した場合に比較して、同一のトルクを発生するのにモータの容量を小さくできるとともに、モータ重量も低減することができるので、車輪総重量の低減やモータ製造コストの軽減が可能となる。更に、ギヤードモータ 4 0 はギヤ比が選択できるため、同一のモータでトルクカーブを自由に設定できるため、アウターロータ型ダイレクトドライブに比べて汎用性が向上する。

上記最良の形態 1 3 によるインホイールモータシステムと従来のシステムにおける接地力の変動レベルを、以下の図 6 0 ~ 図 6 2 及び図 6 3 の表に示すような、凹凸路走行時の車輪振動モデルにより解析した結果を図 6 4 のグラフに示す。

なお、比較例 3 - 1 は、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車の例で、ここでは、モータは車体側に搭載されるため、モータ質量はバネ上質量に相当する。

従来のインホイールモータシステムでは、モータはホイールやナックル等のバネ下質量相当に装着されるので、車輪振動モデルとしては、図 6 0 に示すような 2 自由度のバネ下振動モデルで表わされる（図 6 3 の表の比較例 3 - 2）。詳細には、バネ下質量  $m_1$  がタイヤの接地面と弾性体  $k_1$  及びダッシュポット  $c_1$  により結合され、上記バネ下質量  $m_1$  とバネ上質量  $m_2$  とが弾性体  $k_2$  及びダッシュポット  $c_2$  により結合された振動モデルにおいて、上記バネ下質量  $m_1$  にインホイールモータの質量が付加されるようなモデルとなる。このように、バネ下質量相当部分に対してモータを直接装着した場合には、バネ下質量が増大するため、図 6 4 に示すように、タイヤ接地力変動レベルが増大しロードホールディング性が悪化する。

このタイヤ接地力変動レベルを上記比較例 3 - 1 のレベルに維持するためには、モータと足回り部品の総重量を同一にする必要がある。しかしながら、要求される強度を満足させながら足回り部品を大幅に軽量化するためには、軽合金等を多用するなど、深刻なコストアップが予想されるので、実用的とは言えない。

一方、特に軽量化を実施せずに凹凸路走行時のタイヤ接地力の変動を低減する方法としては、図 6 1 に示すよう

なモデルで表わされるダイナミックダンパーと呼ばれる方法がある（図63の表の比較例3-3）。これは、上記図60の2自由度モデルのバネ下質量 $m_1$ に対して、弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ を介して新たなウエイト $m_3$ を追加した3自由度モデルで表わせるもので、図64に示すように、タイヤ接地力の変動を低減する効果を有する。

この方法では、追加ウエイト $m_3$ を増やすほど効果があるが、この追加ウエイト $m_3$ は、上記変動低減以外には車輻重量を増加させるだけなので、車輻にとっては悪影響となることから、上記ウエイト $m_3$ の増加には限界があった。

<73> これに対して、本発明のインホイールモータシステムにおいては、図57に示すように、インホイールモータ（ギヤードモータ）40を弾性体44を介して車体側に取付ける構成としているので、車輻振動モデルとしては、図62に示すように、モータ質量を弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ とを介してバネ下質量 $m_1$ に結合させた3自由度モデル（実施例3-1）で表わすことができる。これは、上記図61において、バネ下質量 $m_1$ に付加されたモータ質量を取り去り、このモータ質量をダイナミックダンパーに使用する追加ウエイト $m_3$ としたものである。したがって、図64のグラフに示すように、余分に車重を増すことなく、接地力変動レベルを、上記比較例3-1に示した、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車と同等レベルにすることができる。

また、上記実施例3-1に対して、モータ及び足回り部品をともに軽量化した場合（実施例3-2）や、弾性体の弾性係数を小さくした場合（実施例3-3）、両者を組合わせた場合（実施例3-4）には、タイヤ接地力の変動レベルを更に低減することができる。

<74> 最良の形態14.

図65は、本最良の形態14に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1はタイヤ、2はリム2aとホイールディスク2bとから成るホイール、3は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたステータ3sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に接合された回転側ケース3bに固定されたロータ3Rとを備えたアウトロータ型のインホイールモータである。

4はホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5は上下のサスペンションアーム6a、6bにそれぞれ連結された、車輻の足回り部品であるナックル、7はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8は上記ハブ部4に装着されたブレーキディスクから成る制動装置である。

本例では、上記インホイールモータ3の回転側ケース3bとホイール2とを、フレキシブルカップリング51により結合している。上記フレキシブルカップリング51としては、例えば、上記最良の形態4の図23～図25、上記最良の形態5の図26～図28、あるいは、上記最良の形態8の図32、図33などに示したフレキシブルカップリング18、19、20と同様の構成のものを用いることができる。

<75> 一方、非回転側ケース3aは、図66にも示すように、中央に切り欠き部52sが形成された円盤状のモータ取付部材52の外周部に取付けられており、このモータ取付部材52が、車輻上下方向に案内するスライドガイド53Gに装着されたバネ部材から成るダンパー53と、車輻上下方向に案内する直動ガイド54とを介して、前後方向に長軸を有する中空円盤状のモータ上下支持部材55に結合されている。更に、このモータ上下支持部材55は、弾性体56と車輻前後方向に案内する直動ガイド57、及び、中空円盤状のナックル取付部材58を介して固定部であるナックル5に取付けられている。なお、本例では、上記モータ取付部材52とモータ上下支持部材55との間を結合するダンパー53及び直動ガイド54と、上記モータ上下支持部材55とナックル取付部材58との間を結合する弾性体56及び直動ガイド57とを交互にかつ円周方向に対称に4個ずつ配置した。

<76> これにより、インホイールモータ3を車輻上下方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持するとともに、上下方向支持部品と足回り部品であるナックルを車輻前後方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持することができる。

すなわち、インホイールモータ3の非回転側ケース3aを、中空円盤状のモータ上下支持部材55に、車輻上下方向に案内するダンパー53及び直動ガイド54とを介し結合するようにしたので、インホイールモータ3を車輻の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができ、モータ軸と車輪軸とは別々に上下方向にのみ揺動可能となる。このため、モータ質量は、車輻のバネ下質量相当分から切り離され、いわゆるダイナミックダンパーのウエイトとして作用する。ダイナミックダンパーのウエイトは、凹凸路走行上記におけるバネ下振動を打ち消すため、タイヤ接地力の変動が低減し、車輻のロードホールディング性が向上するだけでなく、悪路走行時のモータ3への振動負荷を小さくすることができる。

また、モータ3、モータ取付部材52及びモータ上下支持部材55とナックル5とを、弾性体56及び車輦前後方向に案内する直動ガイド57とを介して結合させることにより、上記ナックル5に対して車輦前後方向にも支持するようにしたので、モータ軸と車輪軸とは別々に車輦前後方向にも揺動可能となり、これにより、タイヤ前後力変動も減少させることができ、タイヤ性能を安定化することができる。

また、本例では、モータ3の回転側ケース3bとホイール2とを、フレキシブルカップリング51により結合するようにしたので、ロータ3Rからの回転トルクをホイール2に効率的に伝達することができるとともに、悪路走行時にはモータが振動してモーター軸と車輪軸とが偏心した場合でも、回転をスムーズに伝達することができる。

なお、上記回転側ケース3bとホイール2とを結合する手段として、上記最良の形態2の図14、図15に示すような、等速ジョイントを用いてもよい。このとき、ホイール側のジョイントの回転中心とモータ側ジョイントの回転中心とをずらして配置することにより、インホイールモータ3はホイール2内で上下及び前後に揺動するので、偏心しても回転をスムーズに伝達することができる。

また、本例においても、車輦質量はハブ部4が支えるため、モータ3本体への荷重負荷が小さい。したがって、ステータロータ間のエアギャップ変化を小さくできるので、ケース剛性を下げることができ、モータ3を軽量化することができる。

なお、上記例では、インホイールモータ3として、アウターロータ型モータを使用したのが、図67に示すように、インナーロータ型モータ31を使用した場合にも、同様の効果を得ることができる。

#### 最良の形態15

上記最良の形態14では、ダイレクトドライブモータであるインホイールモータ3を取付ける場合について説明したが、同様に、図68及び図69に示すように、上記最良の形態13の図57、図58に示した、電気モータ41と減速ギヤ（遊星減速機）42とをモータケース43に一体に組み込んだギヤードモータ40を取付けることも可能である。

ギヤードモータ40の取付けは、図70に示すように、非回転部であるモータケース43を、車輦上下方向に案内する直動ガイド61と弾性体62とを介して、中空円盤状のモータ取付部材63に取付け、このモータ取付部材63を、弾性体64と車輦前後方向に案内する直動ガイド65を介して、中空円盤状のナックル取付部材66を介して固定部であるナックル5に取付けるようにすればよい。また、上記最良の形態13と同様に、減速ギヤ42の出力軸とホイール2とを自在継手45jを有するシャフト45により連結する（図68、図69参照）。

ロータ41Rの回転速度は、サンギヤ42aの周りを公転するプラネタリーギヤ42bの公転周期に相当する速度に変換されて減速され、キャリア42cから遊星減速機42の出力軸に連結された上記シャフト45を介してホイール2に伝達される。

なお、本例では、上記モータケース43とモータ取付部材63との間を結合する直動ガイド61と弾性体62と、上記モータ取付部材63とナックル取付部材66との間を結合する弾性体64及び直動ガイド65とを交互にかつ円周方向に対称に4個ずつ配置した。

> これにより、ギヤードモータ40を車輦上下方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持するとともに、上下方向支持部品と足回り部品であるナックルを車輦前後方向に直動ガイド及び弾性体を介して支持するようにしたので、上記ギヤードモータ40を車輦の足回り部品であるバネ下部分に対してフローティングマウントすることができ、モータ軸と車輪軸とは別々に径方向に揺動可能となるだけでなく、モータ軸と車輪軸とは別々に車輦前後方向にも揺動可能となる。したがって、タイヤ接地力の変動を低減させ、車輦のロードホールディング性を向上させることができるとともに、タイヤ前後力変動も減少させることができるので、タイヤ性能を安定化することができる。

また、ギヤードモータ40は、その中心を通る自在継手45jを有するシャフト45によりハブ部4と連結されるため、ギヤードモータ40が足回り部分に対して相対的に揺動しても、ホイール2に確実に回転力を伝達することができる。

>> 上記最良の形態15によるインホイールモータシステムと従来のシステムにおける接地力の変動レベル及び前後力変動を、以下の図71～図74及び図75の表に示すような、凹凸路走行時の車輦振動モデルにより解析した結果を図76及び図77のグラフに示す。なお、図71～図74において、(a)図は上下方向振動モデルであり、(b)図は前後方向振動モデルである。また、図76、図77において、横軸は加振周波数(Hz)、縦軸はそれぞれ、タイヤ接地力の変動レベル(N)、タイヤ前後力の変動レベル(N)を示す。

比較例4-1～4-3は、通常のサスペンション形式の電気自動車(EV)であり、モータは車体側に搭載され

るため、モータ質量はバネ上質量に相当するので、車輛振動モデルとしては、図71(a)、(b)に示すような2自由度のバネ下振動モデルで表わされる。詳細には、バネ下質量 $m_1$ がタイヤの接地面と弾性体 $k_1$ 及びダッシュポット $c_1$ により結合され、上記バネ下質量 $m_1$ とバネ上質量 $m_2$ とが弾性体 $k_2$ 及びダッシュポット $c_2$ により結合された振動モデルにおいて、上記バネ上質量 $m_2$ に電気モータの質量が付加されるようなモデルとなる。

また、上記図78～図80に示した従来のインホイールモータシステムを採用した車輛(1WM)では、モータはホイールやナックル等に取付けられるため、モータ質量はバネ下質量に相当するので、車輛振動モデルとしては、図72(a)、(b)に示すような、バネ下質量 $m_1$ にインホイールモータの質量が付加される2自由度のバネ下振動モデルで表わされる(比較例4-4)。このように、バネ下質量相当部分に対してモータを直接装着した場合には、バネ下質量が増大するため、図76に示すように、タイヤ接地力変動レベルが増大しロードホールディング性が悪化する。また、図77に示すように、タイヤ前後力変動レベルも増大しタイヤ性能が不安定になる。

<81> そこで、上記比較例4-2のように、比較例4-1に対してバネ下重量を軽減したり、上記比較例4-3のように、サスペンションの前後剛性を上げるようにすればタイヤ前後力変動レベルは軽減するが、この比較例4-4では、バネ下質量 $m_1$ にインホイールモータの質量が付加されているので、結果的に、タイヤ前後力変動レベルは増大する。

したがって、これをモータが装着されていない上記比較例4-1のレベルに維持するためには、モータと足回り部品の総重量を同一にする必要がある。しかしながら、要求される強度を満足させながら足回り部品を大幅に軽量化するためには、軽合金等を多用するなど、深刻なコストアップが予想されるので、実用的とは言えない。

<82> 一方、特に軽量化を実施せずに凹凸路走行時のタイヤ接地力の変動を低減する方法としては、図73(a)、(b)に示すようなモデルで表わされるダイナミックダンパーと呼ばれる方法がある(図75の表の比較例4-5)。これは、上記図72(a)、(b)の2自由度モデルのバネ下質量 $m_1$ に対して、弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ を介して新たなウエイト $m_3$ を追加した3自由度モデルで表わせるもので、図76、図77に示すように、タイヤ接地力の変動レベル及びタイヤ前後力の変動レベルをともに低減する効果を有する。

この方法では、追加ウエイト $m_3$ を増やすほど効果があるが、この追加ウエイト $m_3$ は、上記変動レベルの低減以外には車輛重量を増加させるだけなので、車輛にとっては悪影響となることから、上記ウエイト $m_3$ の増加には限界があった。

<83> これに対して、本発明のインホイールモータシステムにおいては、図65、図67、あるいは、図68に示すように、インホイールモータ3(31、40)を弾性体及び/または減衰機構を介して車体側に取付ける構成としてあるので、車輛振動モデルとしては、図74(a)、(b)に示すように、モータ質量を弾性体 $k_3$ とダッシュポット $c_3$ とを介してバネ下質量 $m_1$ に結合させた3自由度モデル(図75の実施例4-1)で表わすことができる。これは、上記図74(a)、(b)において、バネ下質量 $m_1$ に付加されたモータ質量を取り去り、このモータ質量をダイナミックダンパーに使用する追加ウエイト $m_3$ としたものである。したがって、図76、図77のグラフに示すように、余分に車重を増すことなく、接地力変動レベルと前後力変動レベルとを、上記比較例4-1に示した通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車と同等レベルにすることができる。

また、上記実施例4-1に対してモータを重くした場合(図75の実施例4-2)には、ダイナミックダンパーのウエイトが増加するので、タイヤ接地力の変動レベル及びタイヤ前後力の変動レベルを更に低減することができる。

また、弾性体の弾性係数を大きくした場合(実施例4-3)には、上記変動レベルは増大するので、弾性体の弾性係数は小さくすることが好ましい。

<84> 以上説明したように、本発明によれば、インホイールモータをバネ下質量に対してダイナミックダンパーのウエイトとして作用させることにより、車輛の凹凸路走行時における接地力の変動レベルを低減して、車輛のロードホールディング性を向上させることができるので、スペース効率や駆動力の伝達効率に優れ、かつ車輛のロードホールディング性のよいインホイールモータ車を実現することが可能となる。

- 1 タイヤ、2 ホイール、2 a リム、2 b ホイールディスク、  
3 インホイールモータ、3 R ロータ、3 S ステータ、3 g エアギャップ、  
3 a 非回転側ケース、3 b 回転側ケース、3 j 軸受け、4 ハブ部、  
5 ナックル、6 a、6 b サスペンションアーム、7 サスペンション部材、  
8 制動装置、8 a ブレーキロータ、8 b ブレーキキャリパー、  
1 1 第1の弾性部材、1 2 連結部材、1 2 a 支持部材、1 2 b 腕部、  
1 3 第2の弾性部材。

【請求項 1】

ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータを緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛バネ下部に取付けるようにしたことを特徴とするインホイールモータの取付方法。

【請求項 2】

上記モータの非回転側ケースとナックルとを第1の弾性体を介して結合し、回転側ケースとホイールとを第2の弾性体を介して結合したことを特徴とする請求項1に記載のインホイールモータの取付方法。

【請求項 3】

上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輛の足回り部品であるナックルとを直動ガイド機構により結合し、上記モータのロータを支持する回転側ケースとホイールとを、ホイールのラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合したことを特徴とする請求項1に記載のインホイールモータの取付方法。

【請求項 4】

上記モータの非回転側ケースとナックルとを、ダンパーを含む直動ガイド機構を介して結合し、回転側ケースとホイールとを、第2の弾性体を介して結合したことを特徴とする請求項1に記載のインホイールモータの取付方法。

【請求項 5】

ダイレクトドライブホイールにインホイールモータを取付ける際に、上記モータの非回転側ケースを、緩衝装置を介して車体側に取付けるようにしたことを特徴とするインホイールモータの取付方法。

【請求項 6】

上記取付けられたモータ部の共振周波数が、車輛バネ上部の共振周波数よりも高く、バネ下部の共振周波数よりも低い周波数となるように、上記モータを取付けるようにしたことを特徴とする請求項1～請求項5のいずれかに記載のインホイールモータの取付方法。

【請求項 7】

車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛バネ下部、及び、車体側のいずれか一方、あるいは、両方に取付けて成ることを特徴とするインホイールモータシステム。

【請求項 8】

モータとホイールとを、等速ジョイント、あるいは、ホイールのラジアル方向に互いに偏心可能な駆動力伝達機構により結合したことを特徴とする請求項7に記載のインホイールモータシステム。



【請求項 9】

上記駆動力伝達機構を、複数枚の中空円盤状のプレートと、隣接する上記プレート間を結合するとともに、上記隣接するプレートとを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイドとを備えたカップリング機構により構成したことを特徴とする請求項 8 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 10】

上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輛の足回り部品であるナックルとを直動ガイド機構により結合したことを特徴とする請求項 7 ～請求項 9 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 11】

上記モータの非回転側ケースとナックル間、及び、回転側ケースとホイール間の少なくとも一方あるいは両方に緩衝部材または緩衝装置を設けたことを特徴とする請求項 7 ～請求項 10 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 12】

上記モータのステータを支持する非回転側ケースと、車輛の足回り部品であるナックルとを第 1 の弾性体を介して結合するとともに、ロータを支持する回転側ケースとホイールとを第 2 の弾性体を介して結合したことを特徴とする請求項 7 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 13】

上記第 1 及び第 2 の弾性体の少なくとも一方あるいは両方を、空気バネにより構成したことを特徴とする請求項 12 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 14】

上記第 2 の弾性体を円筒状とするとともに、この円筒の一端をホイールに結合させ、他端を回転側ケースに結合させたことを特徴とする請求項 12 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 15】

ホイールと回転側ケースとを、ホイール接線方向と平行に等間隔で配置された 16 個以下の略板状弾性体によって結合させたことを特徴とする請求項 12 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 16】

上記板状弾性体の幅方向の両端面に、モータの接線方向を軸とした回転継ぎ手機構を設けたことを特徴とする請求項 15 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 17】

回転側ケースからホイール部方向に伸びるリブと、ホイールから回転側ケース方向に伸びるリブとを、複数箇所において、弾性体で結合したことを特徴とする請求項 12 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 18】

上記第 1 及び第 2 の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を  $1\text{MPa} \sim 120\text{MPa}$  としたことを特徴とする請求項 12 ～請求項 17 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 19】

上記第 1 及び第 2 の弾性体を構成する材料の縦弾性係数を  $10\text{GPa} \sim 300\text{GPa}$  としたことを特徴とする請

請求項 12～請求項 17 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 20】

上記第 1 の弾性体の、車輛に対して上下方向の弾性率を前後方向の弾性率よりも低くしたことを特徴とする請求項 12～請求項 19 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 21】

上記第 1 の弾性体に代えて、上記非回転側ケースを、スプリング及びダンパーを備えた直動ガイド機構を介してナックルに結合させたことを特徴とする請求項 12～請求項 20 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 22】

上記回転側ケースを、等速ジョイントを介してホイールに結合させたことを特徴とする請求項 12～請求項 21 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 23】

第 2 の弾性体をモータ幅方向における上記モータの質量中心位置に取付けるようにしたことを特徴とする上記請求項 22 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 24】

上記回転側ケースを、複数枚の中空円盤状のプレートと、隣接する上記プレート間を結合するとともに、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイドとを備えたカップリング機構を介して、ホイールに結合させたことを特徴とする請求項 12～請求項 21 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 25】

上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛の足回り部品であるナックルと結合させるとともに、モータの回転側ケースを、複数枚の中空円盤状のプレートと、隣接する上記プレート間を結合させるとともに、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイドとを備えたカップリング機構を介して、ホイールと結合させたことを特徴とする請求項 7 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 26】

上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛の足回り部品であるナックルと結合させるとともに、モータの回転側ケースを、モータ側とホイール側とにそれぞれ複数の直動ガイドを備えた中空円盤状のプレートを介して、ホイールと結合させたことを特徴とする請求項 7 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 27】

上記直動ガイドを中空円盤状のプレートの周上に  $90^\circ$  または  $180^\circ$  間隔で、かつ、上記プレートの表、裏の同位置にそれぞれ配置したことを特徴とする請求項 26 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 28】

上記モータ側の全ての直動ガイドの稼動方向を中空円盤状のプレートの径方向に対して  $45^\circ$  方向とし、上記ホイール側の全ての直動ガイドの稼動方向を上記モータ側の直動ガイドの稼動方向に対して直交する方向としたことを特徴とする請求項 27 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 29】

上記モータのステータを支持する非回転側ケースを、緩衝部材または緩衝装置を介して、車輛の足回り部品であるナックルと結合させるとともに、モータの回転側ケースを、モータ側とホイール側とにそれぞれ複数の直動ガイドを備えた第1の中空円盤状のプレートと、この第1の中空円盤状のプレートの内側に配設され、複数の直動ガイドが上記第1の中空円盤状のプレートとは表、裏逆に配置された第2の中空円盤状のプレートとを介して、ホイールと結合させたことを特徴とする請求項7に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 30】

上記直動ガイドを第1及び第2の中空円盤状のプレートの周上にそれぞれ90°または180°間隔で、かつ、上記プレートの表、裏の同位置にそれぞれ配置するとともに、上記第1及び第2の中空円盤状のプレートのモータ側の全ての直動ガイドの移動方向を上記各プレートの径方向に対して45°方向とし、上記各プレートのホイール側の全ての直動ガイドの移動方向を上記モータ側の直動ガイドの移動方向に対して直交する方向としたことを特徴とする請求項29に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 31】

上記第1及び第2の中空円盤状のプレートの質量を等しくしたことを特徴とする請求項30に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 32】

上記直動ガイドを、上記プレートのラジアル方向に延長する少なくとも1つの凹部あるいは凸部を有するガイドレールと、このガイドレールに係合するガイド部材とから構成したことを特徴とする請求項24～請求項31のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 33】

上記ガイドレール及びガイド部材間に鋼球を配設したことを特徴とする請求項32に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 34】

上記プレートの互いに対向する面に、ラジアル方向に切り取られた溝を設けるとともに、上記プレート間に、上記溝に沿って移動可能な鋼球を配設して、上記隣接するプレートを互いに円盤のラジアル方向に案内するようにしたことを特徴とする請求項24～請求項31のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 35】

上記プレートの枚数をNとしたとき、プレートの軸方向に隣り合う上記直動ガイドあるいは溝同士のなす角が、端部から180/(N-1)度ずつ進角するように、上記プレートを配置したことを特徴とする請求項24～請求項34のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 36】

上記モータのステータを支持する非回転側ケースと車輛の足回り部品であるナックルとを、一方のアームの端部が上記非回転側ケースに結合し、他方のアームの端部が車輛の足回り部品であるナックルに結合した、互いに回転可能に結合された2本のアームを有し、かつ、上記2本のアームをバネ及びダンパーにより結合して成る、少なくとも1組の略A型またはH型のリンク機構を備えた緩衝部材により結合させたことを特徴とする請求項7に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 37】

車軸式サスペンション機構を備えるとともに、上記モータのステータを支持する非回転側ケースと車軸とを、一方のアームの端部が上記非回転側ケースに結合し、他方のアームの端部が車軸に結合した、互いに回転可能に結合された2本のアームを有し、かつ、上記2本のアームをバネ及びダンパーにより結合して成る、少なくとも1組の

略A型またはH型のリンク機構を備えた緩衝部材により結合させたことを特徴とする請求項7に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 38】

上記非回転側ケースとナックルとを、直動ガイドを介して互いに車輻上下方向に作動方向が限定された2枚のプレートにより結合するとともに、上記2枚のプレートを車輻上下方向に作動するバネ及びダンパーにより結合したことを特徴とする請求項7に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 39】

上記モータを直動ガイド及び緩衝装置を介して車輻の足回り部品であるナックルと車輻上下方向に揺動可能に支持するとともに、上記緩衝装置を、油圧シリンダとリザーバータンク間にバルブを備えた構造としたことを特徴とする請求項7に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 40】

上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブとリザーバータンクとを備えた作動油流路を有することを特徴とする請求項39に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 41】

上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブを備えた作動油流路を有し、かつ、上記2つの作動油流路が共通のリザーバータンクに接続されていることを特徴とする請求項39に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 42】

上記油圧シリンダのピストン上室及びピストン下室とが、それぞれ、独立したバルブを備えた作動油流路により連結され、かつ、ピストン下室がリザーバータンクに接続されていることを特徴とする請求項39に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 43】

ハブ部に、車輻の動力機関出力軸との連結機構を備えたことを特徴とする請求項7～請求項42のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 44】

上記モータをアウトロータ型モータとしたことを特徴とする請求項7～請求項43のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 45】

上記モータをインナーロータ型モータとしたことを特徴とする請求項7～請求項43のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 46】

車輪部に電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合わせたギヤードモータとし、このギヤードモータの非回転側ケースと車輻の足回り部品であるナックルとを、緩衝部材を介して結合するとともに、減速機出力軸とホイールとを、自在継手を有するシャフトにより連結したことを特徴とするインホイールモータシステム。

【請求項 47】

上記非回転側ケースとナックルとの間に、上記モータを上下方向に案内する直動ガイドを設けたことを特徴とする請求項46に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 48】

車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、径方向内側が開放された第1の環状のケースと、この第1の環状のケースの径方向内側に、上記第1の環状のケースと同心円状に配置された、径方向外側が開放された第2の環状のケースのうち、一方のケースにモータステータを取付けてこれを非回転側ケースとし、他方のケースに上記モータステータと所定の間隔を隔ててモータロータを取付けてこれを回転側ケースとし、上記非回転側ケースと回転側ケースとを軸受けを介して回転可能に連結するとともに、上記非回転側ケースを車輛の足回り部品であるナックルに結合させ、上記回転側ケースをホイールに結合させたことを特徴とするインホイールモータシステム。

【請求項 49】

中空形状のアウターロータ型モータのステータを支持する非回転側ケースを、車輛の足回り部品であるナックルに結合させ、ロータを支持する回転側ケースをホイールに結合させるとともに、モータの内側にホイール支持機構を備えたことを特徴とする請求項48に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 50】

回転側ケースをホイールに内接させるとともに、上記ナックルと上記ホイールの回転軸に連結されるハブ部とを、上記中空形状のモータの内側に設けられたハブベアリングを介して結合させて、上記ホイールを支持するようにしたことを特徴とする請求項49に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 51】

上記回転側ケースを弾性体を介してホイールに結合させたことを特徴とする請求項49または請求項50に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 52】

上記弾性体を構成する材料の縦弾性係数を1MPa～120MPaとしたことを特徴とする請求項51に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 53】

ハブ部に、ブレーキディスクまたはブレーキドラムを装着したことを特徴とする請求項48～請求項52のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 54】

ハブ部に、車載の動力機関出力軸との連結機構を備えたことを特徴とする請求項48～請求項52のいずれかに記載のインホイールモータシステム。

【請求項 55】

車輪部に中空形状の電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、直動ガイド及び緩衝部材を介して、車輛の足回り部品であるナックルに対して車輛上下方向に支持し、かつ、直動ガイド及び緩衝部材を介して、上記ナックルに対して車輛前後方向にも支持するとともに、モータの回転側ケースとホイールとを、直交カップリングまたは等速ジョイントを介して偏心可能に結合したことを特徴とするインホイールモータシステム。

【請求項 56】

上記モータをアウターロータ型モータとしたことを特徴とする請求項 5 5 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 57】

上記モータをインナーロータ型モータとしたことを特徴とする請求項 5 5 に記載のインホイールモータシステム。

【請求項 58】

車輪部に電気モータを備え、上記モータによりホイールを駆動するインホイールモータシステムにおいて、上記モータを中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合わせたギヤードモータとし、このギヤードモータの非回転側ケースを、直動ガイド及び緩衝部材を介して、車輛の足回り部品であるナックルに対して車輛上下方向に支持し、かつ、直動ガイド及び緩衝部材を介して、上記ナックルに対して車輛前後方向にも支持するとともに、減速機出力軸とホイールとを、自在継手を有するシャフトにより連結したことを特徴とするインホイールモータシステム。

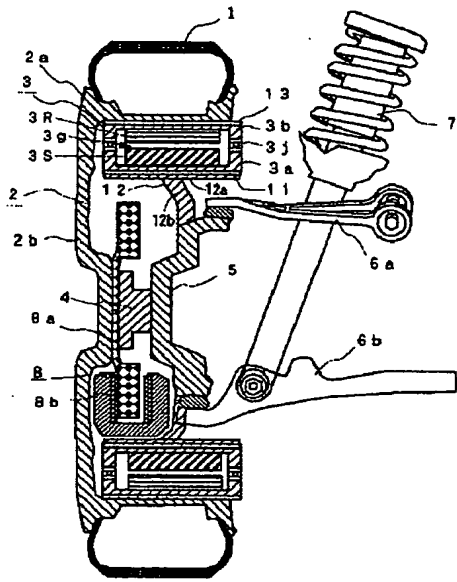
(57) 【要約】

【課題】 車輛のタイヤ接地力の変動を低減して、車輛のロードホールディング性を向上させることのできるインホイールモータの取付方法とインホイールモータシステムを提供する。

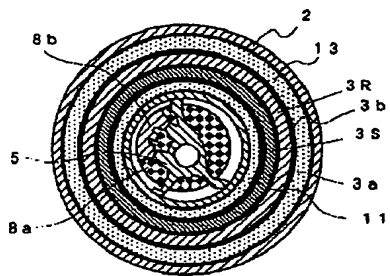
【解決手段】 インホイールモータ 3 のモータステータ 3 S を固定した非回転側ケース 3 a を、第 1 の弾性部材 1 1 を介して、車輛の足回り部品であるナックル 5 に結合し、上記非回転側ケース 3 a と軸受け 3 j を介して回転可能に結合された、モータロータ 3 R を固定した回転側ケース 3 b を、第 2 の弾性部材 1 3 を介して回転するホイール 2 に結合することにより、インホイールモータ 3 を足回り部の各部品に対してフローティングマウントするようにした。

【選択図】 図 1

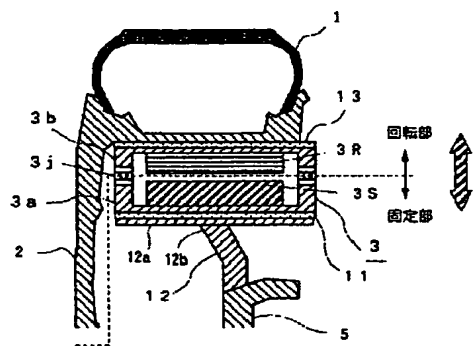
【圖 1】



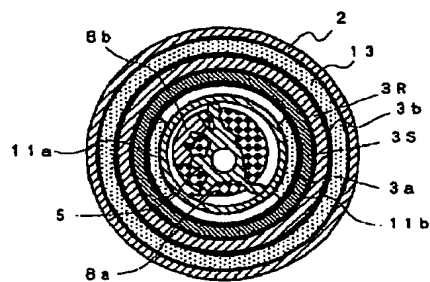
【圖 2】



【圖 3】



【圖 4】



【圖 5】

